



TUGAS AKHIR - TM 141585

***RE-DESIGN SURFACE CONDENSER DI PLTU
UNIT 4 PT. PJB UP GRESIK DENGAN ANALISIS
TERMAL***

BOBBY ANDRIANTO
NRP 2111 100 081

Dosen Pembimbing :
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2013



FINAL PROJECT - TM 141585

**RE-DESIGN SURFACE CONDENSER IN STEAM
POWER PLANTS UNIT 4 PT. PJB UP GRESIK
WITH THERMAL ANALYSIS**

**BOBBY ANDRIANTO
NRP 2111 100 081**

**Supervisor :
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2016**

**RE-DESIGN SURFACE CONDENDER DI PLTU UNIT
4 PT. PEMBANGKITAN JAWA-BALI UNIT
PEMBANGKITAN GRESIK DENGAN ANALISIS
TERMAL**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

BOBBY ANDRIANTO

NRP. 2111 100 081

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME (Pembimbing)
(NIP. 195312191981031001)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Iehsani, M.Eng (Penguji I)
(NIP. 195310191979031002)
3. Ary Bachtiar K.P, ST, MT, Ph.D (Penguji II)
(NIP. 197105241997021001)
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Penguji III)
(NIP. 197301161997021001)

**SURABAYA
Desember, 2015**

RE-DESIGN SURFACE CONDENSER DI PLTU UNIT 4 PT. PEMBANGKITAN JAWA-BALI UNIT PEMBANGKITAN GRESIK DENGAN ANALISIS TERMAL

Nama Mahasiswa : Bobby Andrianto
NRP : 2111 100 081
Jurusan : Teknik Mesin, FTI-ITS
Dosen Pembimbing: Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.

Abstrak

PT. Pembangkitan Jawa-Bali (PJB) Unit Pembangkitan Gresik merupakan anak perusahaan dari BUMN PT. PLN yang bergerak dalam bidang konversi energi khususnya di bidang pembangkitan. PT. PJB UP Gresik tersebut memiliki tiga jenis pembangkit yaitu PLTU, PLTG dan PLTGU. Pada sebuah PLTU unit 4, kondensor sering mengalami masalah sehingga mengakibatkan penurunan performansi. Masalah-masalah yang didapat dari data di PT. PJB UP Gresik yaitu kebocoran pada sisi tube, penurunan kevakuman, penurunan level air laut dan korosi pada sisi tube. Tugas akhir ini bertujuan untuk mendesain ulang surface condenser dengan material tube titanium dan menguji performansi dari surface condenser terhadap jumlah plugging.

Dimensi shell surface condenser, diameter luar tube, data operasi dijaga tetap, sedangkan data yang divariasi adalah ketebalan dari tube. Tugas akhir ini dilakukan dengan beberapa tahapan, yaitu pengambilan data di PT. PJB UP Gresik, pendesainan ulang surface condenser, melakukan uji performansi dengan dimensi optimal. Penghitungan re-design dimulai dengan mencari kalor di tiap zona (desuperheating, condensing dan subcooling), pressure drop hingga perhitungan jumlah tube dengan nilai kalor dijaga tetap. Perhitungan re-design digunakan untuk mencari dimensi optimal. Perhitungan uji performansi surface condenser dilakukan dengan variasi plugging 0% - 20%.

Hasil yang didapatkan dari perancangan ulang surface condenser PLTU Unit 4 berupa heat duty sebesar 179.19 MW, panjang effective 8.909 m dengan diameter luar tube 25 mm dan ketebalan 0.5 mm. Jumlah tube pada zona desuperheating adalah 840 buah, zona condensing atas adalah 8120 buah, zona condensing bawah adalah 6380 buah dan pada zona subcooling adalah 60 buah. Pressure drop pada sisi tube sebesar 2.4×10^{-3} kg/cm² dan pada sisi shell sebesar 1.11 kg/cm². Performansi surface condenser dengan NTU sebesar 0.98 dan effectiveness sebesar 0.63 akan mengalami penurunan dengan bertambahnya jumlah plugging. Jumlah plugging yang diijinkan pada steam surface condenser adalah 10%.

Kata kunci : Surface Condenser, titanium, redesign, tube, uji performansi

RE-DESIGN SURFACE CONDENSER IN STEAM POWER PLANTS UNIT 4 PT. PEMBANGKITAN JAWA-BALI UNIT PEMBANGKITAN GRESIK WITH THERMAL ANALYSIS

Name : Bobby Andrianto
NRP : 2111 100 081
Department : Teknik Mesin, FTI-ITS
Supervisor : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.

Abstract

PT. Pembangkitan Jawa-Bali (PJB) Unit Pembangkitan Gresik is a subsidiary of PT. PLN which is working in the field of energy conversion, especially in the field of power plants. PT. PJB UP Gresik has three type power plants, that are steam power plants, gas power plants dan gas-steam power plants. Surface condenser in steam power plats unit 4, often have problems that result in decreased its performance. The problems are leak in the tube-side, decrease vacuum pressure, decrease the level of sea water and corrosion in the tube-side. This finl project aims to redesign surface condenser with titanium tube and test the performance of the surface condenser to number of plugging.

Dimensions of shell, outside diameter of tube, and operating data is kept, but thickness of tube is varied. The final project is done in several stage, that is collecting data in PT. PJB UP Gresik, redesigning surface condenser and testing the performance with optimum dimenstions. Redesign calculation begins from finding the heat in each zone (desuperheating, condensing and subcooling zone), pressure drops to finding number of tube with heating value are kept. Redesign calculations are used to get optimum dimensions. Performance test calculations are carried out by plugging variation from 0% to 20%.

The result is obtained from surface condenser redesign calculation in the form of heat duty 179.19 MW, effective length of 8.909 with outside tube diameter of 25 mm and thickness of 0.5 mm. Number of tube in desuperheating zone, top condensing zone, bottom condensing zone and subcooling zone are 840, 8120, 6380 and 60. Pressure drop in tube-side of 2.4×10^{-1} kg/cm² and in shell-side of 1.11 kg/cm². Performance of surface condenser with NTU of 0.98 and effectiveness of 0.63, will be decreased by increasing number of plugging. Number of plugging allowable in steam surface condenser is 10%.

Kata kunci : Surface Condenser, titanium, redesign, tube, performance test

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan karunia dan anugerah-Nya sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Ayah dan ibu, Andrianto dan Agung Wahyuningsih atas kerja keras, kasih sayang sepanjang masa, doa yang tak ada hentinya, segala hal yang dilakukan untukku, serta dukungan, motivasi dan nasihatnya untuk tetap berjalan pada kebaikan,
2. Keluarga Besar baik dari Ayah maupun Ibu, atas dukungan, nasihat, dan doa hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini,
3. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah meluangkan waktu, tenaga, pikiran, dan ilmu yang tak ternilai harganya. Saya akan berusaha selalu menjadi orang yang baik dan berguna untuk orang lain,
4. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng, Ary Bachtiar K.P, ST, MT, Ph.D, Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT, dan Ir. Kadarisman, selaku dosen penguji seminar proposal dan siding tugas akhir yang telah memberikan ilmu dan saran untuk penyempurnaan tugas akhir ini,
5. Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis berkuliah, baik akademis maupun non akademis,

6. Bapak Hilman dan karyawan PJB UP Gresik yang selalu membantu mengambil data, terimakasih atas ilmu dan bimbingannya,
7. Warida Febriati, Nazilah, Rofia Yuniarti, Fitrie Cerriana, Rina Rici, Hayu Rara, Dian Hidayati, Nia Rosalina, Sekar Satiti, Rizki Chandra, Ari Tri Brahmantia, Arie Mambang, Anggi Raymond dan Rony Oki Girsang, selaku tim bimbingan Tugas Akhir yang selalu menemani di kala suka maupun duka dalam asistensi dan revisi tugas akhir ini,
8. Teman Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa, Daniel Adi, Faizal Hafiz, Karisma Rizal, Harnanto Budi Utomo, Azwar Sudirman, Wildan Farizky, Bagus Setiawan, Kukuh Ridho, Agustinus D Orizanto, Moch Fuad Ermansyah, Fajar, M Iqbal, I Nyoman Ari, I Gde Agung, dan lainnya atas ilmu yang diberikan, bantuan, dukungan dan kebersamaan yang tak terlupakan,
9. Teman-teman angkatan M54, atas kebersamaan dan kekeluargaannya,
10. Adik-adik M55, M56, M57 atas dukungan dan doa hingga terselesaikan Tugas Akhir ini,
11. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebut satu persatu. Terima kasih banyak.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu, penulis sangat mengharpkan saran dan masukan dari semua pihak. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Desember 2015

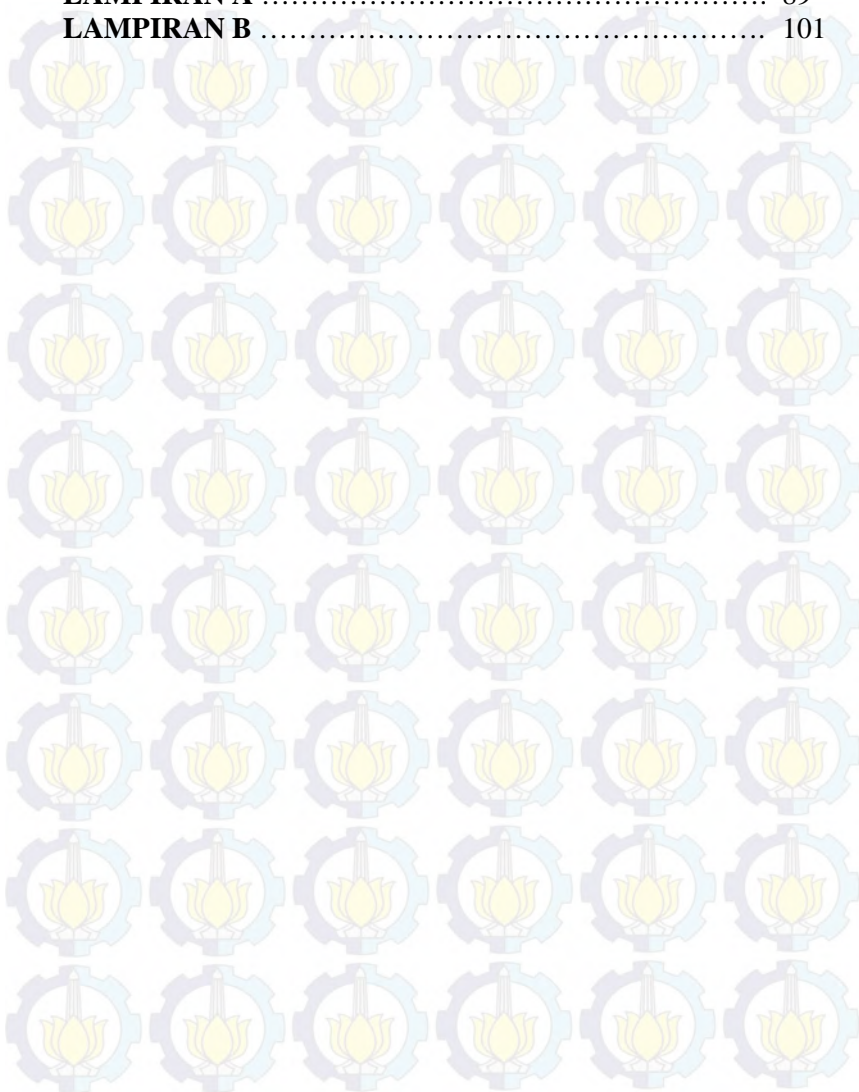
Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	v
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Hasil Penelitian	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Dasar Teori	5
2.1.1 Pengertian Kondensor	5
2.1.2 Analisis Termodinamika	7
2.1.3 Analisis Perpindahan Panas	9
2.1.3.1 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar <i>Tube</i>	10
2.1.3.2 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Dalam <i>Tube</i>	15
2.1.4 Analisis <i>Pressure Drop</i>	16
2.1.5 <i>Overall Heat Transfer Coeficient</i>	18
2.1.6 Analisis Perpindahan Panas dengan Metode LMTD	19
2.1.7 Analisis Perpindahan Panas dengan Metode NTU	22
2.1.8 Analisis <i>Support Plate</i>	23
2.1.9 Analisis Metalurgi dan Material	24
2.2 Penelitian Terdahulu	25
2.2.1 Parrama Ramadhan A	25

2.2.2	Tri Vicca Kusumadewi.....	26
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN		
3.1	Pengambilan Data	29
3.2	Struktur Pengerjaan Tugas Akhir	29
3.2.1	Proses <i>Re-desingn Surface Condenser</i> dengan Variasi Ketebalan <i>Tube</i>	30
3.2.2	Proses Uji Performansi dengan Variasi Jumlah <i>Plugging</i>	30
3.3	<i>Flowchart</i> Penelitian	31
3.3.1	Penelitian Keseluruhan	31
3.3.2	<i>Re-design Surface Condenser</i>	32
3.3.3	Uji Performansi dengan Variasi <i>Plugging</i> ..	39
BAB 4 ANALISIS DAN PEMBAHASAN DATA		
4.1.	Data yang Diperoleh	41
4.2.	Analisis Termal	42
4.2.1.	Analisis Termodinamika	42
4.2.2.	Analisis Perpindahan Panas	51
4.2.2.1.	Analisis <i>Heat Exchanger</i> dengan Metode <i>Log Mean Temperature</i> <i>Difference (LMTD)</i>	51
4.2.2.2.	Analisis pada Sisi <i>Tube</i>	54
4.2.2.3.	Analisis <i>Support Plate</i>	58
4.2.2.4.	Analisis pada Sisi <i>Shell</i>	63
4.2.2.5.	Analisis <i>Overall Heat Transfer</i> <i>Coefficient</i>	68
4.2.3.	Analisis <i>Pressure Drop</i>	73
4.2.3.1	Analisis <i>Pressure Drop</i> pada Sisi <i>Tube</i>	73
4.2.3.2	Analisis <i>Pressure Drop</i> pada Sisi <i>Shell</i>	75
4.2.4.	Analisis Hasil Perhitungan	77
4.3.	Analisis Performansi	81
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN		
3.1	Kesimpulan	85
3.2	Saran	86

DAFTAR PUSTAKA	87
LAMPIRAN A	89
LAMPIRAN B	101





DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Instalasi PLTU di PT. PJB UP Gresik	2
Gambar 2.1 <i>Surface Condenser</i>	6
Gambar 2.2 Zona-zona pada <i>surface condenser</i>	6
Gambar 2.3 Siklus Pembangkitan Listrik Tenaga Uap 200 MW	7
Gambar 2.4 Diagram T-s pada siklus Pembangkitan Listrik Tenaga Uap.....	8
Gambar 2.5 <i>Control Volume</i> pada sistem <i>Surface Condenser</i>	9
Gambar 2.6 Aliran fluida melintasi (a) <i>aligned tube banks</i> dan (b) <i>Staggered tube banks</i>	10
Gambar 2.7 Susunan <i>tube</i> (a) <i>aligned</i> , (b) <i>Staggered</i>	12
Gambar 2.8 <i>Friction factor</i> dan <i>correction factor</i> untuk <i>tube</i> dengan susunan <i>Staggered</i>	17
Gambar 2.9 <i>Overall Heat Transfer</i> tanpa perhitungan <i>fouling factor</i> pada Satu <i>Tube</i>	19
Gambar 2.10 Distribusi temperatur untuk aliran parallel pada sebuah <i>heat exchanger</i>	21
Gambar 2.11 Distribusi temperatur untuk aliran <i>counter</i> pada sebuah <i>heat exchanger</i>	22
Gambar 2.12 Grafik (a) <i>effectiveness</i> unit 3 dan 4 (b) NTU unit 3 dan 4.....	28
Gambar 2.13 Pengaruh <i>plugging</i> terhadap koefisien konveksi di dalam tube dan <i>pressure drop</i>	28
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> keseluruhan pengerjaan tugas akhir	31
Gambar 3.2 <i>Flowchart</i> dari <i>Re-design Surface Condenser</i> ...	32
Gambar 3.3 <i>Flowchart</i> Uji Performansi <i>Surface Condenser</i>	39
Gambar 4.1 (a) Pembagian Zona pada <i>Steam Surface</i> (b) Diagram T-s	43
Gambar 4.2 Bagian <i>Waterbox</i> pada <i>Steam Surface Condenser</i>	45
Gambar 4.3 <i>Energy Balance</i> pada <i>Waterbox</i> bagian A	46
Gambar 4.4 <i>Energy Balance</i> pada <i>Waterbox</i> bagian B	47

Gambar 4.5 <i>Energy Balance</i> pada <i>Waterbox</i> bagian C	47
Gambar 4.6 <i>Energy Balance</i> pada <i>Waterbox</i> bagian D	48
Gambar 4.7 Grafik Temperatur Fungsi Jarak yang Terjadi pada <i>Steam Surface Condenser</i> (a) <i>Zona Desuperheating</i> (b) <i>Zona Condensing</i> Atas (c) <i>Zona Condensing</i> Bawah (d) <i>Zona Subcooling</i> (e) Total.....	53
Gambar 4.8 Susunan <i>Support Plate</i> pada Sisi <i>shell</i>	61
Gambar 4.9 (a) Susunan <i>Tube Bundle</i> (b) Dimensi <i>Tube</i>	76
Gambar 4.10 Grafik Pengaruh <i>Thickness</i> (t) dan Jumlah <i>Support Plate</i> (sp) terhadap <i>Overall Heat</i> <i>Transfer Coefficient</i>	78
Gambar 4.11 Grafik Pengaruh <i>Thickness</i> (t) dan Jumlah <i>Support Plate</i> (sp) terhadap <i>Pressure Drop</i> ...	79
Gambar 4.12 Grafik Perbandingan <i>Total Overall Heat</i> <i>Transfer Coefficient</i> dan <i>Pressure Drop</i> terhadap <i>Thickness</i>	79
Gambar 4.13 Grafik Hubungan ϵ -NTU terhadap Jumlah <i>Plugging</i>	84

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Laju Korosi <i>Carbon steel</i> , <i>Al-Bronze</i> , dan Titanium pada 0.5% H_2SO_4 di dalam Air Laut dengan dan tanpa inhibitor pada 50°C dengan metode pencelupan.....	24
Tabel 2.2 Sifat-Sifat Mekanis dari Material <i>Tube</i>	25
Tabel 3.1 Variasi ketebalan <i>tube</i>	30
Tabel 4.1 Data Kontruksi <i>Steam Surface Condenser</i>	41
Tabel 4.2 Data Fluida	42
Tabel 4.3 Hasil Analisis Termal	51
Tabel 4.4 <i>Properties</i> Air Laut Zona <i>Desuperheating</i>	54
Tabel 4.5 Hasil Analisis pada Sisi <i>Tube</i> di Zona <i>Desuperheating</i>	55
Tabel 4.6 <i>Properties</i> Air Laut Zona <i>Condensing</i> Atas	56
Tabel 4.7 Hasil Analisis pada Sisi <i>Tube</i> pada Zona <i>Condensing</i> Atas	57
Tabel 4.8 Hasil Analisis pada Sisi <i>Tube</i> pada Zona <i>Condensing</i> Bawah	58
Tabel 4.9 Hasil Analisis pada Sisi <i>Tube</i> pada Zona <i>Subcooling</i>	58
Tabel 4.10 Spesifikasi <i>Support Plate</i>	59
Tabel 4.11 Spesifikasi <i>Tube</i>	59
Tabel 4.12 Hasil Analisis <i>Support Plate</i>	63
Tabel 4.13 Data <i>Properties</i> dari Uap Air di Zona <i>Desuperheating</i>	64
Tabel 4.14 Data <i>Properties</i> Uap Air dan kondensar di Zona <i>Condensing</i> Atas	66
Tabel 4.15 Hasil Analisis pada Sisi <i>Shell</i>	68
Tabel 4.16 Data Analisis <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	70
Tabel 4.17 Data Perhitungan Jumlah <i>Tube</i> Zona <i>Desuperheating</i>	70
Tabel 4.18 Data Perhitungan Jumlah <i>Tube</i> Zona <i>Condensing</i>	71

Tabel 4.19 Data Perhitungan Jumlah <i>Tube</i> Zona <i>Subcooling</i>	72
Tabel 4.20 Data Perhitungan Jumlah <i>Tube</i> Total	72
Tabel 4.21 Data <i>Pressure Drop</i> pada Sisi <i>Tube</i>	74
Tabel 4.22 Data <i>Pressure Drop</i> pada Sisi <i>Shell</i>	77
Tabel 4.23 Data Dimensi <i>Tube</i> Optimum <i>Steam</i> <i>Surface Condenser</i>	80
Tabel 4.24 Data Dimensi <i>Shell</i> Optimum <i>Steam</i> <i>Surface Condenser</i>	81
Tabel 4.25 Data Dimensi <i>Support Plate</i> Optimum <i>Steam</i> <i>Surface Condenser</i>	81
Tabel 4.26 Analisis Performansi dengan Variasi <i>Plugging</i> .	84

BAB 1

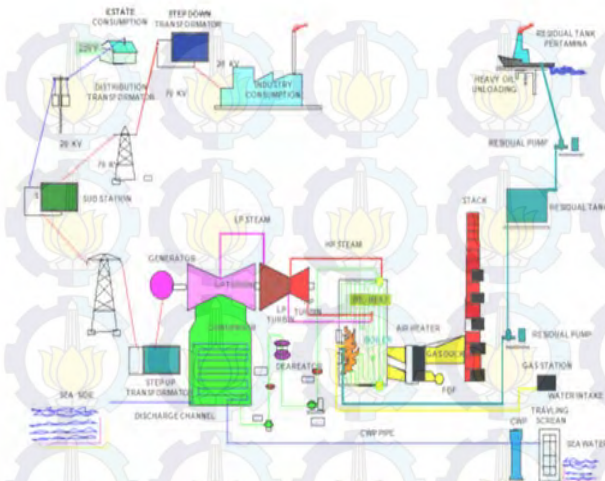
PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

PT. Pembangkitan Jawa-Bali Unit Pembangkitan Gresik merupakan anak perusahaan dari PT. PLN yang bergerak dalam bidang konversi energi khususnya di bidang pembangkitan. PT. Pembangkitan Jawa-Bali (PJB) Unit Pembangkitan (UP) Gresik sebagai salah satu unit pembangkitan, mengoperasikan tiga jenis pembangkit yaitu Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG), Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) dan Pembangkit Listrik Tenaga Gas-Uap (PLTGU). Daya listrik yang dihasilkan oleh unit Pembangkitan Gresik disalurkan ke dalam sistem interkoneksi Jawa-Bali.

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) adalah suatu sistem pembangkit yang memanfaatkan aliran uap air yang bergerak melintasi turbin, sehingga turbin uap mengerakkan generator yang mengubah energi kinetik menjadi energi listrik. Selayaknya sebuah sistem, Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) memiliki komponen-komponen yang saling berinteraksi untuk menghasilkan keluaran yang diinginkan. Gambar 1.1 merupakan instalasi sistem Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) yang berada di PT. PJB UP Gresik.

Kondensor adalah salah satu jenis mesin penukar panas (*heat exchanger*) yang berfungsi untuk mengkondensasikan fluida kerja. Pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) di PT. PJB UP Gresik, kondensor mengubah uap panas dalam fasa gas menjadi fasa cair sehingga dapat dipompakan kembali ke ketel uap. Uap panas yang berasal dari turbin bertekanan rendah mengalir di sisi luar pipa-pipa, sedangkan air pendingin yang berasal dari air laut yang mengalir di sisi dalam pipa-pipa. Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) PT. PJB UP Gresik menggunakan kondensor dengan udara vakum maksimal sebesar 710 mmHg.



Gambar 1.1 Instalasi PLTU di PT. PJB UP Gresik

Kondensor pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) PT. PJB UP Gresik sering mengalami masalah-masalah yang mempengaruhi unjuk kerja *condenser* dan pembangkit itu sendiri. Masalah-masalah yang sering terjadi di antaranya:

1. Kebocoran pada pipa kondensor

Kebocoran pada umumnya disebabkan oleh kerusakan pada *Roll tube*-nya ataupun kebocoran pada pori-pori pipa (*pine hole*) yang menembus tebal pipa karena terkikis oleh kandungan klorin yang ikut masuk ke kondensor

2. Turunnya tingkat kevakuman pada kondensor

Kevakuman dipengaruhi oleh jumlah uap panas yang masuk ke kondensor. Bila kevakuman menurun atau tekanan kondensor naik, maka temperatur uap panas akan meningkat, sedangkan aliran uap panas menuju kondensor akan turun. Hal ini dapat mengakibatkan terjadinya *over heating* pada sudu turbin tingkat akhir dan *chassis* turbin pada tekanan rendah.

3. Terjadinya korosi pada dinding kondensor

Karena umur kondensor yang terhitung cukup lama, terjadilah korosi pada dinding kondensor oleh faktor lingkungan sendiri

4. Banyak *plugging* pada kondensor

Semakin banyak *plugging* akan mempengaruhi unjuk kerja dari kondensor

Performa kondensor semakin hari akan semakin menurun selaras dengan semakin banyaknya permasalahan pada kondensor. PT. Pembangkit Jawa-Bali Unit Pembangkitan Gresik melakukan desain ulang pada kondensor unit 3 karena kondisi tersebut. Desain ulang yang dilakukan yaitu perubahan pada material pada sisi *tube* dengan titanium *grade 2*. Titanium memiliki sifat kekerasan yang lebih kuat daripada aluminium brass. Air laut sangat berperan penting pada kondensor karena air laut merupakan fluida pendingin kondensor, sehingga diperlukan material yang tahan akan korosi air laut seperti titanium.

1.2. Perumusan Masalah

Perumusan masalah pada tugas akhir ini adalah:

1. Bagaimana melakukan desain ulang *surface condenser* dengan analisis termal?
2. Bagaimana dimensi baru *surface condenser* dengan *tube* bermaterial titanium?
3. Bagaimana performansi *surface condenser* terhadap banyaknya *plugging*?

1.3. Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan untuk membatasi topik pembahasan adalah:

1. Perancangan berdasarkan data operasi kondensor PT. PJB UP Gresik Unit 4
2. Kondisi operasi diasumsikan *steady state*.

3. Analisis perpindahan panas yang digunakan adalah analisis konveksi dan konduksi.
4. Aliran dalam pipa diasumsikan *fully developed*.
5. Analisis korosi tidak diikuti sertakan.
6. Perancangan tidak mengikuti sertakan analisis *metallurgy* dan analisis ekonomi.
7. *Residual Superheat* diabaikan

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan pada tugas akhir ini adalah:

1. Mendesain ulang *surface condenser* dengan analisis termal,
2. Mendapatkan dimensi baru *surface condenser* dengan *tube* bermaterial titanium,
3. Mendapatkan pengaruh banyaknya *plugging* terhadap performansi *surface condenser*.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari tugas akhir ini adalah:

1. Menambah wawasan dan pengetahuan pembaca dalam perancangan *Surface Condenser*
2. Menjadi rujukan dalam perancangan *Surface Condenser*

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Pengertian Kondensor

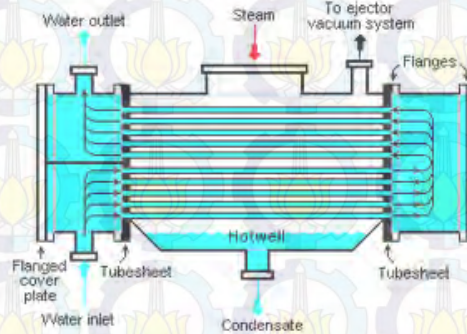
Kondensor adalah alat penukar panas yang digunakan untuk mengkondensasikan uap sebagai fluida kerja. Pada system pembangkit tenaga uap, fungsi utama kondensor adalah mengubah *exhaust steam* dari turbin menjadi fase *liquid* agar dapat dipompakan kembali menuju boiler oleh BFP (*Boiler Feed Pump*). Kondensor permukaan (*Surface Condenser*) adalah salah satu jenis kondensor dengan prinsip kerja pemisahan cairan pendingin dan *steam* yang didinginkan.

Steam masuk ke dalam sisi *shell* melalui *Steam Inlet Connection* pada bagian atas kondensor, kemudian *steam* bersinggungan dengan *tube* yang bertemperatur rendah sehingga temperature *steam* turun dan terjadi proses kondensasi yang menghasilkan kondensat. Kondensat tersebut akan terkumpul pada *hotwell*, kemudian dipindahkan ke *exhaust* kondensat dengan menggunakan pompa kondensat.

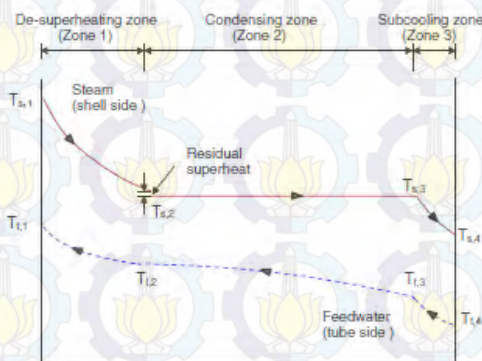
Ketika meninggalkan kondensor, *steam* tidak terkondensasi menjadi kondensat secara keseluruhan karena masih terdapat udara jenuh yang ada di dalam sistem. Udara yang berada di dalam system ini umumnya timbul akibat adanya kebocoran pada perpipaan, *shaft seal*, katup-katup dan sebagainya. Udara ini masuk bersamaan dengan *steam* ke dalam kondensor. Udara diubah udara jenuh oleh *steam*, kemudian uap jenuh melewati *air-cooling section*, di mana campuran antara udara dan *steam* didinginkan untuk selanjutnya dibuang dari kondensor dengan menggunakan *air-ejector*. *Air-ejector* berfungsi mempertahankan kevakuman di kondensor.

Surface condenser memiliki tiga zona utama yaitu *Desuperheating zone*, *Condensing zone*, *Subcooling zone*. *Desuperheating zone* adalah zona dimana terjadi penurunan temperature uap dari kondisi *superheat* sampai kondisi uap jenuh.

Condensing zone adalah zona di mana tidak terjadi penurunan temperatur uap, namun terjadi perubahan fase dari kondisi uap jenuh sampai menjadi kondisi cair jenuh. *Condensing zone* adalah zona terbesar di dalam sebuah *condenser*. *Subcooling zone* adalah zona lanjutan dari *condensing zone*. Pada zona ini, uap yang sudah mencapai kondisi cair jenuh terus memanaskan *seawater* yang melewati *tube* akibatnya temperature kondensat menurun sampai pada fase *subcool*. Gambar 2.2 menunjukkan karakteristik tiap zona pada *surface condenser*.



Gambar 2.1 *Surface Condenser*

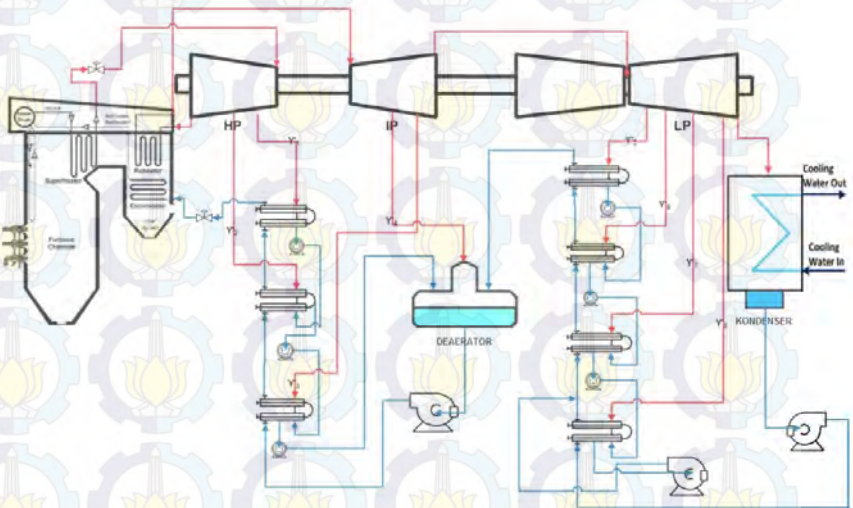


Gambar 2.2 Zona-zona pada *surface condenser*

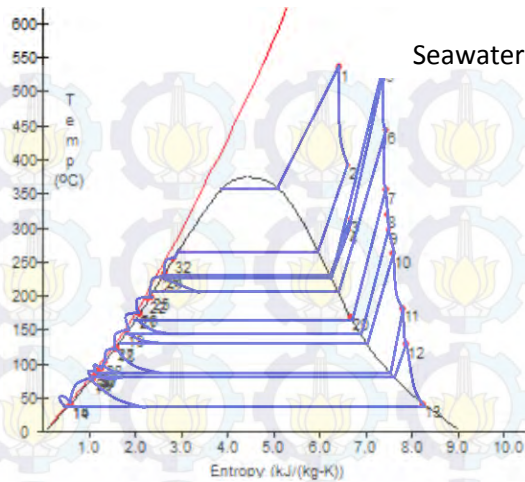
Pada gambar 2.2 terlihat bahwa pada sisi akhir zona *desuperheating* terdapat *residual superheat*. *Residual superheat* adalah fluida residu fasa panas lanjut yang keluar dari zona *desuperheated*. Besar temperatur residual superheated adalah $0,5^{\circ}\text{C}$ dari temperatur pengembunan.

2.1.2 Analisis Termodinamika

Pada instalasi pembangkitan listrik tenaga uap, komponen-komponen utama dapat disederhanakan seperti pada siklus *Rankine*. Siklus *Rankine* merupakan suatu siklus termodinamika pada sistem PLTU. Analisis pada siklus Rankine ini meliputi analisis konservasi massa, konservasi energi, hukum kedua termodinamika dan data termodinamika.



Gambar 2.3 Siklus Pembangkitan Listrik Tenaga Uap 200 MW

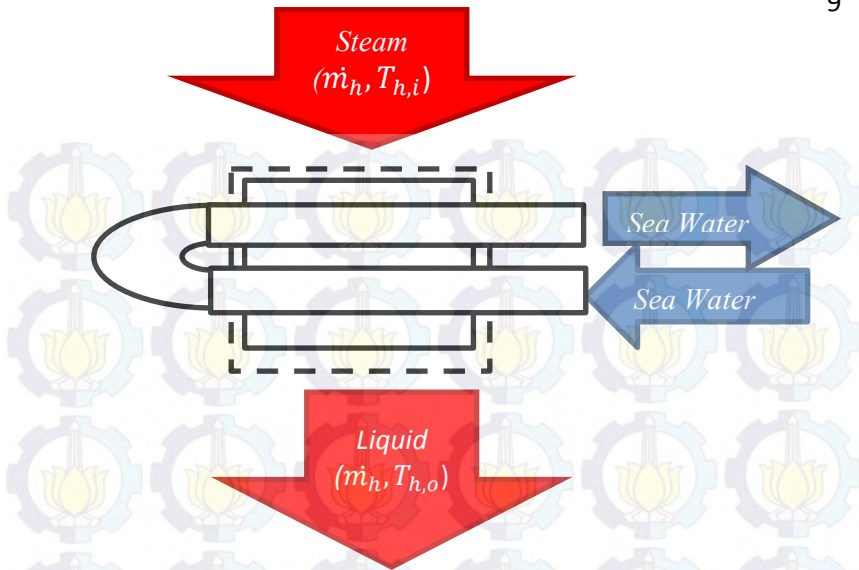


Gambar 2.4 Diagram T-s pada siklus Pembangkitan Listrik Tenaga Uap

Salah satu komponen utama pada sistem PLTU yang akan dianalisis adalah kondensor. Kondensor dilalui oleh 2 fluida kerja. Fluida panas berupa *steam* dari LP Turbin melalui kondensor pada sisi *shell*. Fluida dingin berupa *sea water* mengalir di sisi tube untuk menyerap panas dari fluida panas. Maka, akan didapatkan keseimbangan energi^[2] yang terjadi pada kondensor yaitu:

$$Q_{\text{hot}} = Q_{\text{cold}}$$

$$\dot{m}_h (h_g - h_f) = \dot{m}_c \cdot C_p \cdot (T_{co} - T_{ci}) \dots\dots\dots(2.1)$$



Gambar 2.5 Control Volume pada sistem Surface Condenser

dengan, Q_{hot} = energi kalor yang berasal dari fluida panas (Joule)

Q_{cold} = energi kalor yang berasal dari fluida dingin (Joule)

\dot{m}_h = laju alir massa fluida panas (kg/s)

h_g = entalpi fluida panas fasa *superheated* (kJ/kg)

h_f = entalpi fluida panas fasa *subcool* (kJ/kg)

\dot{m}_c = laju alir massa fluida dingin (kg/s)

C_p = kalor spesifik fluida dingin (J/kg.K)

T_{co} = temperatur keluar fluida dingin (Kelvin)

T_{ci} = temperatur masuk fluida dingin (Kelvin)

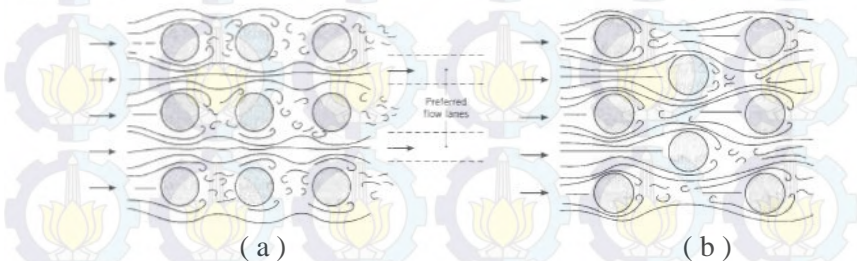
2.1.3 Analisis Perpindahan Panas

Dalam mendesain suatu *heat exchanger* ada dua jenis perpindahan panas utama yang terjadi. Pertama, perpindahan panas akibat aliran fluida di luar *tube* atau di sisi *shell*. Kedua, perpindahan panas akibat aliran fluida di dalam *tube*.

2.1.3.1 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Tube¹

Perpindahan panas yang terjadi diluar pipa dari *shell and tube heat exchanger* dianalisis berdasarkan analisis perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan *tube* pada *heat exchanger*. Besarnya koefisien perpindahan panas secara konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran dan jumlah baris *tube*. Tingkat turbulensi aliran dapat ditingkatkan dengan mengatur susunan *tube*. Ada dua jenis susunan *tube* yang biasa digunakan pada perancangan *heat exchanger* yaitu susunan *aligned* dan susunan *staggered* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.6. Susunan *tube* jenis *staggered* memiliki koefisien perpindahan panas lebih tinggi karena bentuknya yang berkelu-liku sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.

Koefisien perpindahan panas erat hubungannya dengan letak *tube* pada susunannya. Koefisien perpindahan panas untuk susunan *tube* pada baris pertama kurang lebih sama dengan *single tube* pada aliran melintang. Sedangkan pada susunan pipa yang lebih dalam terdapat koefisien perpindahan panas yang lebih besar. Dalam rata-rata susunan *tube* yang ada koefisien perpindahan panas memiliki kondisi yang stabil karena itu hanya terdapat sedikit perubahan pada baris di atas baris keempat atau kelima.



Gambar 2.6 Aliran fluida melintasi (a) *aligned tube banks* dan (b) *Staggered tube banks*

a. Zona Superheating dan Zona Subcooling^[1]

Secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* yang memiliki sepuluh baris atau lebih dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$\bar{h} = \frac{Nu_D \cdot k}{D} \dots \dots \dots (2.2)$$

Nusselt number dapat dicari dengan 2 rumus di bawah ini tergantung pada besarnya *Reynolds number* dan *Prandtl number* yang terjadi.

$$Nu_D = 1.33 \cdot C_1 \cdot Re_{D,max}^m \cdot Pr^{1/3} \dots \dots \dots (2.3)$$

$$\left[\begin{array}{c} NL > 10 \\ 2000 < Re_{dmax} < 40000 \\ Pr > 0.7 \end{array} \right]$$

atau,

$$Nu_D = C Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \dots \dots \dots (2.4)$$

$$\left[\begin{array}{c} NL > 20 \\ 1000 < Re_{dmax} < 2 \times 10^6 \\ 0.7 < Pr < 500 \end{array} \right]$$

dengan,

h = Koefisien perpindahan panas

Nu_D = *Nusselt number*

Re = *Reynolds number*

Pr = *Prandtl number*

Pr_s = *Prandtl number* pada temperature permukaan

k = Konduktifitas termal

D = Diameter luar *tube*

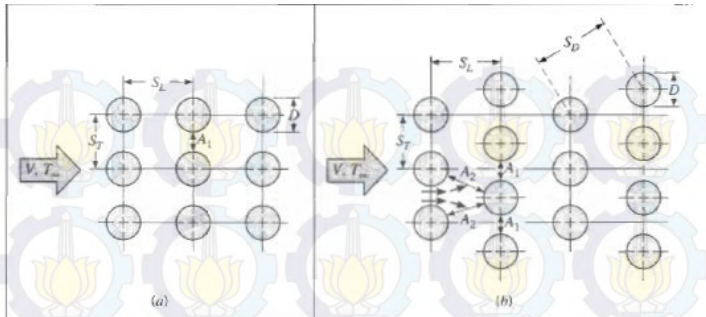
Persamaan di atas sangat dipengaruhi oleh beberapa koefisien. Untuk mendapatkan koefisien di atas, maka perlu dihitung terlebih dahulu variable penyusunnya :

- *Reynolds number*

$$Re_{d,max} = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot d_{o,tube}}{\mu} \dots \dots \dots (2.5)$$

- Kecepatan aliran sisi *shell*

Besarnya V_{max} dapat dihitung dengan persamaan berikut tergantung pada di mana V_{max} terjadi.



Gambar 2.7 Susunan tube (a) *aligned*, (b) *Staggered*^[1]

Pada susunan *aligned* kecepatan maksimum terjadi pada A_1 karena itu V_{max} dapat dicari dengan persamaan berikut ini

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V \dots \dots \dots (2.6)$$

Sedangkan untuk susunan *staggered*, kecepatan maksimum dapat terjadi di A_1 atau dapat pula terjadi pada A_2 . Kecepatan maksimum terjadi pada A_1 apabila data memenuhi syarat pada persamaan 2.7

$$(S_T - D) < 2(S_D - D) \dots \dots \dots (2.7)$$

Sehingga kecepatan maksimum dapat dicari dengan persamaan 2.6. Namun apabila data memenuhi syarat pada persamaan 2.8,

$$(S_T - D) > 2(S_D - D) \dots \dots \dots (2.8)$$

Maka kecepatan maksimum terjadi pada A_2 dan kecepatan maksimum dapat dicari dengan persamaan 2.9

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} \times V \dots \dots \dots (2.9)$$

- Kecepatan aliran masuk ke *shell*

$$V = \frac{\dot{m}}{A \times \rho} \dots \dots \dots (2.10)$$

- Luas aliran sisi *shell*

$$A = 0.5 \times ID_{shell} \times L \dots \dots \dots (2.11)$$

Berdasarkan standar TEMA, jarak *tube* pitch yang direkomendasikan sebesar 1.25 kali diameter outer *tube*, namun tidak lebih besar dari 1.5 kali diameter outer *tube*. Koefisien C dan m dapat dilihat pada tabel yang dilampirkan pada lampiran dengan,

V_{max} = Kecepatan maksimum aliran melintasi *tube* bank (m²/s)

S_T = jarak transversal antar *tube* (m)

ρ = Massa jenis fluida (Kg/m³)

ID_{shell} = Diameter *shell* bagian dalam (m)

L = Panjang zona (m)

P_t = Jarak pusat tabung (m)

C = Daerah bebas antar *tube*

b. Zona Condensing^[4]

Secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* pada sisi *shell* didapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$h_{m,N} = (0.6 + 0.42N^{-0.25})h_m \dots \dots \dots (2.12)$$

dengan, $h_{m,n}$ = koefisien konveksi yang melalui *tube bundle* (W/m²K)

h_m = koefisien konveksi saat kondensasi paksa di sisi *shell* (W/m²K)

N = jumlah *tube* longitudinal

Koefisien konveksi saat kondensasi paksa di sisi *shell* dihitung dengan persamaan berikut ini:

$$h_m = 0.416\{1 + (1 + 9.47F)^{0.5}\}^{0.5} \widetilde{Re}^{0.5} \left(\frac{k_f}{d_o}\right) \dots (2.13)$$

dengan, \widetilde{Re} = *Reynolds number* 2 fasa

k_f = koefisien konduksi fluida yang melalui sisi *shell* (W/mK)

d_o = diameter luar *tube* (m)

F = faktor koreksi

Reynolds number 2 fasa dihitung dengan persamaan berikut ini:

$$\widetilde{Re} = \frac{\rho_f v_g d_o}{\mu_f} \dots (2.14)$$

dengan, ρ_f = massa jenis fluida cair (kg/m³)

v_g = kecepatan fluida gas (m/s²)

d_o = diameter luar *tube* (m)

μ_f = *dynamic viscosity* fluida cair (Ns/m²)

Faktor koreksi dihitung dengan persamaan berikut ini:

$$F = \frac{g d_o \mu_f h_{fg}}{v_g^2 k_f (T_{cond} - T_{sur})} \dots (2.15)$$

dengan, h_{fg} = entalpi perubahan fasa (kg/m³)

k_f = koefisien konduksi fluida yang melalui sisi *shell* (W/mK)

v_g = kecepatan fluida gas (m/s²)

d_o = diameter luar *tube* (m)

g = percepatan gravitasi (9.81 m/s²)

μ_f = *dynamic viscosity* fluida cair (Ns/m²)

T_{cond} = temperatur fluida jenuh yang mengalami kondensasi

T_{sur} = temperatur dinding saat kondensasi

2.1.3.2 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Dalam Tube^[1]

Perpindahan panas akibat fluida yang mengalir di dalam *tube* termasuk pada aliran internal. Aliran internal adalah aliran fluida dimana *boundary layer* tidak dimungkinkan untuk berkembang karena dibatasi oleh *surface*. Aliran ini berbanding terbalik dengan aliran eksternal dimana pada aliran *eksternal* dimungkinkan untuk terjadinya perkembangan *boundary layer*.

Dalam aliran internal biasa dibagi menjadi 2 jenis aliran. Jenis aliran tersebut adalah aliran laminar dan aliran turbulen. Untuk membedakan keduanya digunakan *Reynolds number* sebagai pembatasnya.

$$Re_d = \frac{\rho \cdot V \cdot d_{tube}}{\mu} \dots\dots\dots(2.16)$$

a. Aliran laminar

Perpindahan panas pada aliran internal dapat ditinjau pada 2 kondisi. Saat *heat flux* permukaan seragam dan pada saat temperatur permukaan seragam. Pada saat aliran internal pada *circular tube* dengan karakteristik *uniform surface heat flux* dan laminar *fully developed condisition*, *Nusselt number*nya konstan dan tidak bergantung pada *Re*, *Pr*, dan *axial location*. Adapun *Nusselt number* didapatkan dari persamaan berikut:

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} = 4.36 \quad (q'' \text{ konstan}) \dots\dots\dots(2.17)$$

$$Nu_D = 3.66 \quad (T_s \text{ konstan}) \dots\dots\dots(2.18)$$

b. Aliran turbulen

Dalam aliran turbulen *Nusselt number* dapat dihitung menggunakan persamaan dari *Dittus-Boelter*. Dengan pengaruh dari jenis perpindahan panas yang terjadi menjadi salah satu faktor yang diperhitungkan (*cooling* atau *heating*)

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \dots\dots\dots(2.19)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10,000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Dimana $n = 0.4$ untuk proses *heating* ($T_s > T_m$) dan $n = 0.3$ untuk proses *cooling* ($T_s < T_m$). Setelah menghitung nilai *Nusselt number*, secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan *tube* dapat diperoleh dengan persamaan berikut ini:

$$\bar{h} = \frac{\bar{Nu}_D \times k}{D} \dots\dots\dots(2.20)$$

2.1.4 Analisis *Pressure Drop*

Analisis *pressure drop* dilakukan pada 2 bagian sisi. Pertama, analisis *pressure drop* dilakukan di sisi *shell*. Kedua, analisis *pressure drop* dilakukan di sisi *tube*.

a. *Pressure drop pada sisi shell*^[1]

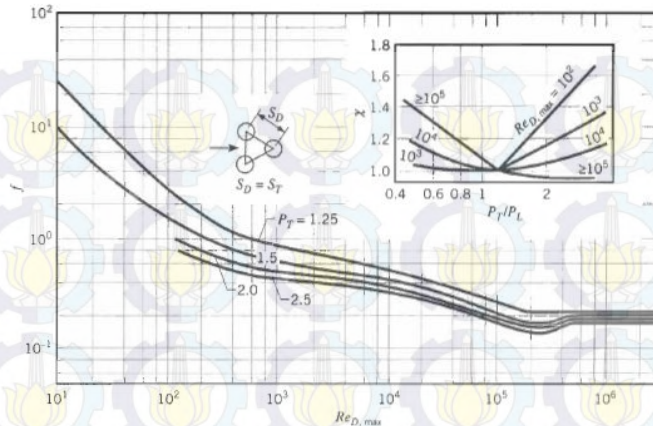
- Zona *Desuperheating* dan *Subcooling*
Pressure drop pada sisi *shell* pada zona *desuperheating* dapat dicari menggunakan perumusan sebagai berikut:

$$\Delta p_{shell} = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f \dots\dots\dots(2.21)$$

dengan,

N_L = Jumlah baris mendatar

χ dan f merupakan faktor koreksi dan *friction factor* dapat dicari dengan melihat pada grafik



Gambar 2.8 Friction factor dan correction factor untuk tube dengan susunan staggered

• Zona Condensing^[4]

Sedangkan *pressure drop* pada zona *Condensing* dapat dicari dengan perumusan sebagai berikut:

$$\Delta P = 4f_m N_L \rho_g \frac{u_m^2}{2} \dots \dots \dots (2.22)$$

dengan:

f_m = faktor koreksi pada gambar 2.8

N_L = jumlah *tube* longitudinal

ρ_g = massa jenis fluida gas (kg/m^3)

U_m = kecepatan maksimum fluida gas melalui *tube bundle*

b. Pressure drop pada sisi tube^[7]

Pressure drop yang terjadi didalam *tube* terdiri dari *major losses* dan *minor losses*. *Major losses* terjadi akibat adanya gesekan didalam *tube* sedangkan *minor losses* terjadi akibat adanya perubahan arah aliran didalam *tube* (aliran *multipass*) dan

adanya perubahan luasan (*sudden expansion* dan *sudden contraction*). *Pressure drop major* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini:

$$\Delta p_{\text{mayor}} = f \frac{L}{d_i} \frac{\rho v^2}{2} \dots\dots\dots (2.23)$$

Sedangkan *pressure drop minor* dapat dihitung dengan persamaan:

$$\Delta p_{\text{minor}} = k \frac{\rho v^2}{2} \dots\dots\dots (2.24)$$

Sehingga *pressure drop* total yang terjadi adalah

$$\Delta p_{\text{total}} = \left(f \frac{L}{d_i} + k \right) \frac{\rho v^2}{2} \dots\dots\dots (2.25)$$

dengan, Δp_{mayor} = *pressure drop* mayor

Δp_{minor} = *pressure drop* minor

Δp_{total} = *pressure drop* total

f = koefisien gesek (dicari dengan menggunakan *moody diagram*)

L = panjang penukar panas (m)

V = kecepatan rata-rata aliran dalam *tube*

ρ = Massa jenis fluida

k = *Loss coefficient*

d_i = diameter dalam *tube*

2.1.5 Overall Heat Transfer Coefficient^[3]

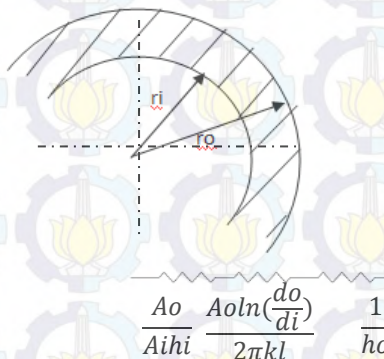
Untuk *heat exchanger* tipe *tubular* tanpa *fin*, *overall heat transfer* dihitung berdasarkan tahanan termal. Tahanan termal ini dapat berasal dari proses perpindahan panas (konduksi, konveksi dan radiasi) dan faktor pengotor. Apabila dalam perencanaan tanpa dipertimbangkan faktor pengotor, maka nilai

overall heat transfer dengan memperhitungkan *fouling* dapat dihitung dengan persamaan berikut ini.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{fo} + \frac{d_o}{2k_{tube}} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_o}{d_i} R_{fi} + \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i}} \dots\dots\dots (2.26)$$

2.1.6 Analisis Perpindahan Panas dengan Metode *Log Mean Temperature Difference*^[1]

Pada saat mendesain suatu *heat exchanger* biasanya laju perpindahan panas sering dikaitkan dengan beberapa kuantitas seperti temperatur kedua fluida pada sisi inlet dan outlet, koefisien perpindahan panas keseluruhan, dan luasan permukaan perpindahan panas. Hal tersebut dilakukan dengan memberikan beberapa asumsi seperti perpindahan panas antara *heat exchanger* dengan lingkungan sekitar dapat diabaikan, serta perubahan energi potensial dan kinetik yang juga dapat diabaikan. Adapun hubungan antara laju perpindahan panas terhadap kuantitas – kuantitas yang telah disebutkan diatas dapat ditulis dalam bentuk persamaan di bawah ini yang merupakan analogi dari hukum pendingin Newton (*Newton Law's of cooling*) dengan mengganti koefisien konveksi (h) dengan koefisien perpindahan panas total.



Gambar 2.9 *Overall Heat Transfer* tanpa perhitungan *fouling factor* pada Satu Tube

$$Q = N_{tube} UA_o \Delta T_{lm} \dots\dots\dots (2.27)$$

Adapun bentuk spesifik dari perbedaan temperatur pada persamaan diatas adalah logaritmik yang disebut juga dengan *Log Mean Temperature Different* (LMTD) yang dapat dituliskan pada persamaan dibawah ini.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \dots\dots\dots (2.28)$$

Dengan besarnya ΔT_1 dan ΔT_2 sesuai dengan jenis alirannya yaitu apakah aliran paralel (*parallel flow*) atau aliran berlawanan (*counter flow*).

a. Aliran Paralel (*Parallel Flow*)

Aliran jenis ini pada suatu alat penukar panas (*heat exchanger*) dapat dilihat pada gambar 2.10. Dari gambar tersebut, diketahui bahwa perbedaan temperatur yang awalnya besar akan menurun secara cepat seiring dengan bertambahnya jarak (x) dan secara asimtot akan mendekati nol nilainya. Namun Temperatur keluar dari fluida dingin tidak akan pernah dapat lebih besar daripada temperatur keluaran fluida panas. Untuk aliran paralel pada gambar di atas berlaku

$$T_{h,i} = T_{h,1}$$

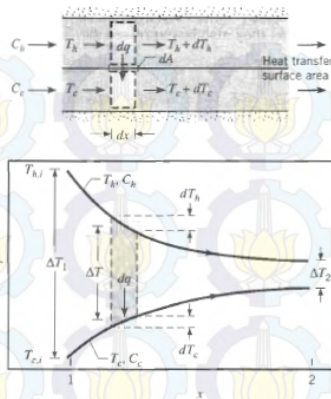
$$T_{h,o} = T_{h,2}$$

$$T_{c,i} = T_{c,1}$$

$$T_{c,o} = T_{c,2}$$

Sehingga untuk perumusan LMTD besarnya ΔT_1 dan ΔT_2 dapat diketahui sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &\equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 &\equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \dots\dots\dots (2.29) \end{aligned}$$

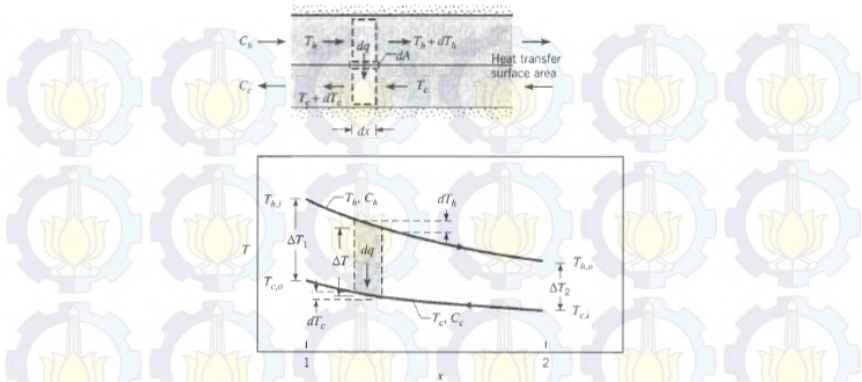


Gambar 2.10 Distribusi temperatur untuk aliran paralel pada sebuah *heat exchanger*

b. Aliran Berlawanan (*Counter Flow*).

Aliran berlawanan pada suatu alat penukar panas (*heat exchanger*) dapat dilihat pada gambar 2.11. Berbeda dengan aliran paralel, pada aliran ini perpindahan panas yang terjadi merupakan konfigurasi antara bagian yang memiliki suhu paling tinggi pada kedua fluida di salah satu ujung *heat exchanger* begitu pula di ujung lainnya yang merupakan konfigurasi antara bagian yang memiliki suhu paling rendah pada kedua fluida. Selain itu aliran berlawanan juga memiliki perbedaan temperatur logaritmik yang lebih besar jika dibandingkan dengan aliran paralel untuk temperatur yang sama baik pada sisi fluida dingin maupun fluida panas. Sehingga dengan koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) yang sama maka daerah perpindahan panas yang dibutuhkan akan lebih kecil pada aliran berlawanan jika dibandingkan dengan aliran paralel. Adapun perbedaan temperatur di kedua ujung alat penukar panas (*heat exchanger*) pada aliran berlawanan memiliki nilai sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &\equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 &\equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i}\end{aligned} \dots\dots\dots (2.30)$$



Gambar 2.11 Distribusi temperatur untuk aliran *counter* pada sebuah *heat exchanger*

2.1.7 Analisis Perpindahan Panas dengan Metode *Number of Transfer Unit* (NTU)^[1]

Metode ini lebih efektif, jika dipakai untuk mengetahui unjuk kerja dari penukar kalor yang sudah jadi. Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut (q_{maks}).

$$\text{Jika } C_c < C_h, \text{ maka } q_{\text{maks}} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.31)$$

$$\text{Jika } C_c > C_h \text{ maka } q_{\text{maks}} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.32)$$

Sedangkan effectiveness (ϵ) adalah perbandingan antara laju perpindahan panas heat exchanger dengan laju perpindahan maksimum yang dimungkinkan.

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\text{maks}}} \dots \dots \dots (2.33)$$

Effectiveness merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas $0 < \epsilon < 1$. Untuk semua *heat exchanger effectiveness* dapat dinyatakan

$$\varepsilon = f \left(\text{NTU}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \dots \dots \dots (2.34)$$

Number of Transfer unit (NTU) juga merupakan bilangan tanpa dimensi dan didefinisikan sebagai :

$$\text{NTU} = \frac{UA}{C_{\min}} \dots \dots \dots (2.35)$$

dimana C_{\min} diperoleh untuk nilai yang terkecil dari:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot cp_c \dots \dots \dots (2.36)$$

atau

$$C_h = \dot{m}_h \cdot cp_h \dots \dots \dots (2.37)$$

2.1.8 Analisis Support Plate^[5]

Support Plate berfungsi untuk menyangga *tube-tube* pada *surface condenser* serta mengarahkan uap air pada *surface condenser*. Dalam pendesainan ketebalan *tube*, terdapat standart yang berlaku, yaitu dengan rumus :

$$t_{sp} = \frac{30 L_{sp1}}{S_A (p - D_o)} \dots \dots \dots (2.38)$$

dengan, t_{sp} = ketebalan *support plate*

L_{sp1} = jarak antara *support plate* pada daerah tengah

S_A = tegangan tekan yang diijinkan

p = *tube pitch*

D_o = diameter luar *tube*

Dalam menghitung jarak antar *support plate*, terdapat standart yang berlaku pula, yaitu dengan rumus

$$L_{sp1}^2 = 0.023 \sqrt{\frac{E I g_c}{W_e}} \dots \dots \dots (2.39)$$

$$L_{sp1} = 1.05 L_{sp} \dots \dots \dots (2.40)$$

$$L_{sp2} = 1.18 L_{sp} \dots\dots\dots(2.41)$$

dengan, E = modulus elastisitas

I = momen inersia *tube*

g_c = percepatan gravitasi

$W_e = W_m + W_t$

W_m = berat material *tube* per satuan panjang

W_t = berat fluida dalam *tube* per satuan panjang

L_{sp2} = jarak antara *support plate* pada daerah ujung

Sehingga untuk menghitung jumlah *support plate* dengan rumus :

$$L = (N_{sp}t_{sp}) + (2L_{sp2}) + ((N_{sp} - 1)L_{sp1}) \dots\dots(2.42)$$

2.1.9 Analisis Metalurgi dan Material

Dari table 2.1 terlihat laju korosi dari ketiga material berbeda-beda, baik dengan diberi inhibitor maupun tidak. *Carbon Steel* memiliki laju korosi yang lebih tinggi di segala variasi apabila dibandingkan dengan material yang lain. Titanium memiliki laju korosi paling kecil dan bernilai 0, sehingga titanium tidak akan terkorosi apabila dicelupkan pada air laut.

Tabel 2.1 Laju Korosi *Carbon steel*, *Al-Bronze*, dan Titanium pada 0.5% H_2SO_4 di dalam Air Laut dengan dan tanpa inhibitor pada 50°C dengan metode pencelupan

S. No.	Material	Corrosion rates							
		H_2SO_4		Inhibited H_2SO_4		H_2SO_4 under deaeration		Inhibited H_2SO_4 under deaeration	
		mpy	mmy	mpy	mmy	mpy	mmy	mpy	mmy
1	Carbon steel	200	5.0	62	1.55	176	4.4	22	0.55
2	Al-Bronze	41.4	1.035	9.8	0.245	8.2	0.205	2.33	0.058
3	Titanium	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabel 2.2 Sifat-Sifat Mekanis dari Material *Tube*

Property	Admiralty Brass C44300	Aluminium Brass C68700	90/10 Cu/Ni C70600	70-30 Cu/Ni C71500	TP 439 S43035	TP 304/TP 316 S30400/S31600	AL6XN® N06367	SEA-CURE® S44600	Ti Grade 2
Ult. Strength	53 ksi	60	50	50	60*	74*	100*	55*	50*
Yield St.	22 ksi	27	15	25	30*	30*	35*	35*	40*
Elongation	60%	55%	35%	25%	20%*	35%*	30%*	20%*	20%*
R. Hardness	RF 75	RB 50	RB 30	RB 20	RB90**	RB 50**	RB 100**	RC 25**	RB 92**
Mod. Of Elast.	16 x 10 ⁶ psi	16.0	16.0	18.0	29.0	28.3	28.2	31.5	14.9
Density	308 lb/in ³	0.301	0.323	0.320	0.280	0.29	0.29	0.278	0.16
Thermal Expan.	11.2 x 10 ⁻⁶ in/in/degree F	10.3	9.5	9.5	9.6	9.5	8.7	5.38	5.2
Thermal Cond.	64 BTU/ft-hr-F	58	23.0	17.0	12.3	8.6	7.9	9.9	12.5
Fatigue Endur.	20 ksi	20	20	22	20	50	33	35	16 ksi

* Minimum ASTM Value

** Maximum ASTM Value

Dari table 2.2 terlihat sifat-sifat mekanik dari setiap material berbeda-beda. Titanium *Grade 2* memiliki *Ultimate Strength* lebih rendah apabila dibandingkan dengan *Aluminium Brass*, tetapi memiliki *Yield Strength* yang lebih tinggi daripada *Aluminium Brass*. Hal ini menyatakan bahwa penggantian material *tube* dengan titanium haruslah diganti dengan ketebalan yang lebih tebal dari desain semula. Titanium *Grade 2* memiliki *Hardness* lebih tinggi apabila dibandingkan dengan *Aluminium Brass*, sehingga material titanium ini lebih tahan gores daripada *Aluminium Brass*.

2.2 Penelitian terdahulu

Terdapat beberapa penelitian terdahulu yang dapat dijadikan pertimbangan dalam proses perhitungan dan analisis *surface condenser*.

2.2.1 Parrama Ramadhan A^[8]

Parrama Ramadhan A melakukan penelitian mengenai “*Analisis Penggantian Material Tube Kondensor Unit 3 dan 4 di PT PJB UP Gresik Ditinjau Dari Unjuk Kerja dan Biaya Maintenance, Plugging Serta Derating*”. Penelitian ini memiliki beberapa tujuan. Tujuan yang pertama adalah mendapatkan nilai NTU dan *Effectiveness* pada kondensor unit 3 dan 4 setelah dilakukan penggantian material *tube* dengan titanium. Tujuan kedua adalah mengetahui biaya pengeluaran setiap tahun dari kondensor unit 3 dan unit 4 untuk mengevaluasi ketepatan keputusan penggantian material.

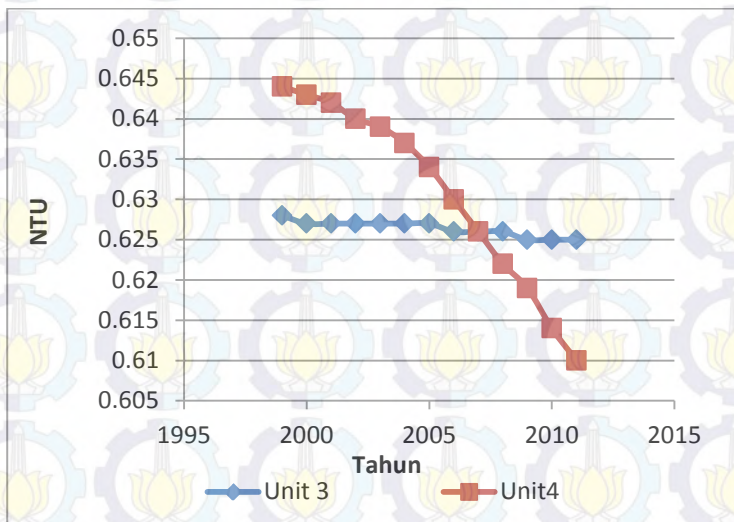
Peneliti melakukan analisis termal dengan metode NTU. Terjadi perbedaan nilai antara unit 3 dengan unit 4 pada *plugging* 0% di dalam perhitungan nilai NTU dan *effectiveness* yang dilakukan oleh peneliti. Nilai NTU yang dimiliki kondensor unit 4 lebih besar dibandingkan dengan nilai NTU yang dimiliki kondensor unit 3. Perbedaan nilai NTU terjadi karena perbedaan jenis material, dan nilai konduktifitas termal yang berbeda-beda. Nilai konduktifitas termal pada unit 3 dengan menggunakan material titanium adalah 22 W/mK sedangkan untuk unit 4 dengan material aluminium brass memiliki nilai konduktifitas termal yang lebih tinggi yaitu 167 W/mK. Nilai konduktifitas termal yang lebih besar menyebabkan nilai koefisien keseluruhan perpindahan panas (U) akan lebih besar pula. Apabila nilai koefisien keseluruhan perpindahan panas (U) meningkat, maka nilai NTU dan *effectiveness* akan lebih tinggi. *Tube* pada kondensor unit 4 memiliki kemampuan memindahkan panas lebih baik dari pada *tube* pada kondensor unit 3. Dapat dilihat pada gambar 2.12, kondensor unit 4 memiliki performansi yang lebih baik daripada kondensor unit 3.

Pada gambar 2.12, nilai NTU dari unit 3 mengalami penurunan karena terjadi kebocoran di tiap pertambahan tahunnya. Hal ini menyebabkan jumlah *plugging* yang semakin banyak. Apabila jumlah *plugging* semakin besar, maka jumlah *tube* semakin kecil dan nilai NTU akan semakin turun.

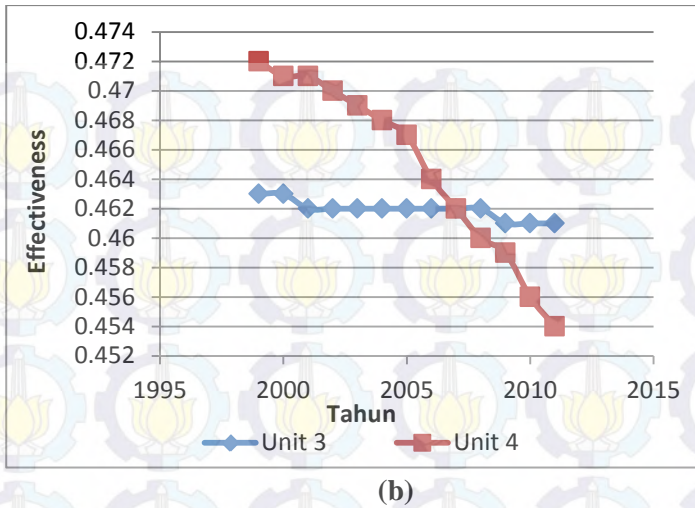
2.2.2 Tri Vicca Kusumadewi^[9]

Tri Vicca Kusumadewi melakukan penelitian mengenai “*Re-design dan Penentuan Waktu Maintenance kondensor unit 3 PT. PJB UP Gresik dengan Analisis Termodinamika dan Perpindahan Massa*”. Penelitian ini memiliki beberapa tujuan. Tujuan yang pertama adalah melakukan pendesaianan ulang kondensor. Tujuan kedua adalah mengetahui waktu *maintenance* pada kondensor. Tujuan ketiga adalah mengetahui pengaruh *plugging* terhadap proses *retubing* kondensor.

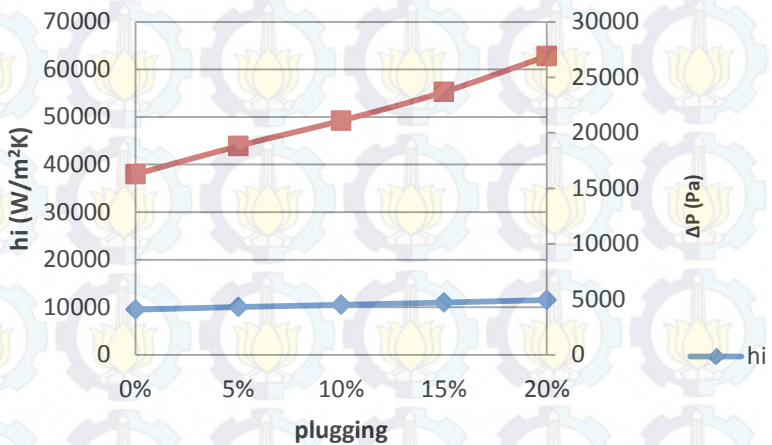
Peneliti melakukan analisis termal dengan metode LMTD dan NTU. Peneliti mendapatkan data dimensi optimal dalam pembuatan kondensor dengan tipe *shell and tube*. Peneliti juga mendapatkan pengaruh *plugging* dan *fouling factor* terhadap efektivitas, *pressure drop* dan kecepatan *feedwater*. Pada gambar 2.13 terlihat bahwa semakin besar *plugging*, maka koefisien konveksi di dalam *tube* dan *pressure drop* semakin besar. Apabila koefisien konveksi mengalami kenaikan, maka nilai NTU dan efektivitas akan semakin meningkat pula.



(a)



Gambar 2.12 Grafik (a) *effectiveness* unit 3 dan 4 (b) NTU unit 3 dan 4



Gambar 2.13 Pengaruh *plugging* terhadap koefisien konveksi di dalam tube dan *pressure drop*

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Re-design surface condenser pada tugas akhir ini menggunakan analisis termal dalam bentuk perhitungan koefisien *overall heat transfer* (U), metode LMTD, perhitungan *Nusselt Number*, dan perhitungan *pressure drop*. Desain tersebut meliputi dimensi *tube*, jumlah *tube* dan dimensi *shell*. *Re-design surface condenser* dilakukan untuk mencari dimensi total *surface condenser* dengan material titanium pada *tube*.

3.1. Pengambilan Data

Pengambilan data yang digunakan untuk melakukan *re-design surface condenser* didapatkan dari data operasi pada saat MCR (*Maximum Capacity Rate*) *surface condenser* milik PLTU PT. PJB UP Gresik. Beberapa data pendukung digunakan untuk membantu menentukan langkah – langkah perancangan alat. Data-data pendukung diambil dari beberapa *textbook*, dan sumber – sumber relevan lainnya

3.2. Struktur Pengerjaan Tugas Akhir

Berdasarkan tujuan yang telah ditentukan, maka penelitian tugas akhir ini dilaksanakan dengan struktur pelaksanaan sebagai berikut:

1. Menghitung ulang *surface condenser* dengan data operasional yang ada dan variasi ketebalan *tube* seperti pada tabel 3.1 untuk mendapatkan dimensi yang baru.
2. Menentukan dimensi *surface condenser* yang optimum
3. Menghitung performa hasil *re-design* dengan memvariasikan jumlah *tube* yang di plug dari jumlah *plugging* 0% sampai 20%.

Tabel 3.1 Variasi ketebalan *tube*

Ketebalan <i>tube</i>	Sumber
0,5 mm	Unit 3 material titanium
1,2 mm	ASTM A554-10
1,25 mm	Unit 3 dan 4 material Al-Brass
1,5 mm	Standar PFT
1,6 mm	ASTM A554-10

3.2.1 Proses *Re-design Surface Condenser* dengan Variasi Ketebalan *Tube*

Berdasarkan tujuan yang telah ditentukan, maka perhitungan *re-design surface condenser* dilaksanakan dengan struktur pelaksanaan sebagai berikut:

1. Mencari nilai kalor (Q) di setiap zona dan total yang ada di sisi *shell*
2. Mencari *mass flowrate* dari *sea water*
3. Mencari temperatur *sea water* pada saat terjadi kondensasi
4. Mencari nilai *overall heat transfer coefficient* di setiap zona
5. Mencari jumlah *tube* yang terdapat pada *surface condenser*
6. Mencari *pressure drop* yang terjadi
7. Membandingkan seluruh dimensi yang didapat untuk menentukan dimensi optimal

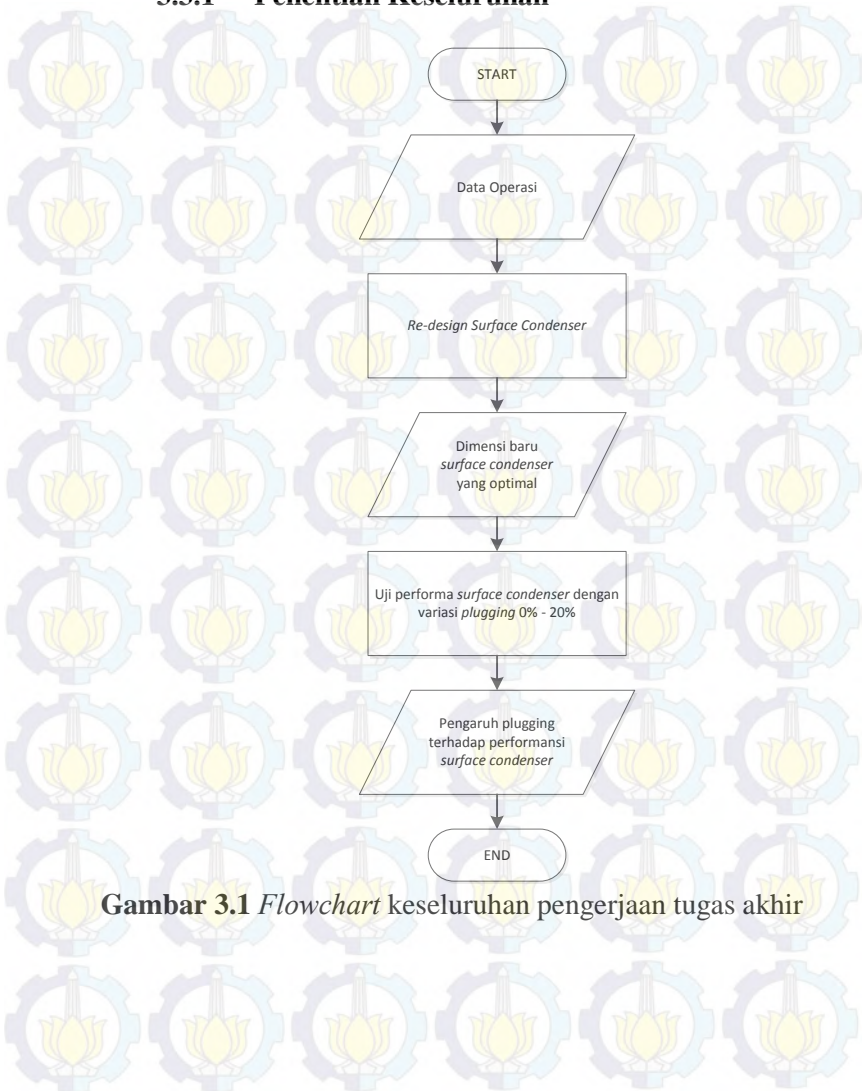
3.2.2 Proses Uji Performansi dengan Variasi Jumlah *Plugging*

Berdasarkan tujuan yang telah ditentukan, maka perhitungan uji performansi dilaksanakan dengan struktur pelaksanaan:

1. Mencari nilai koefisien konveksi di sisi *shell* (h_o) total
2. Mencari mencari jumlah *tube* yang tidak ter-*plugging*
3. Mencari nilai *overall heat transfer coefficient total*
4. Mencari nilai NTU dan ϵ

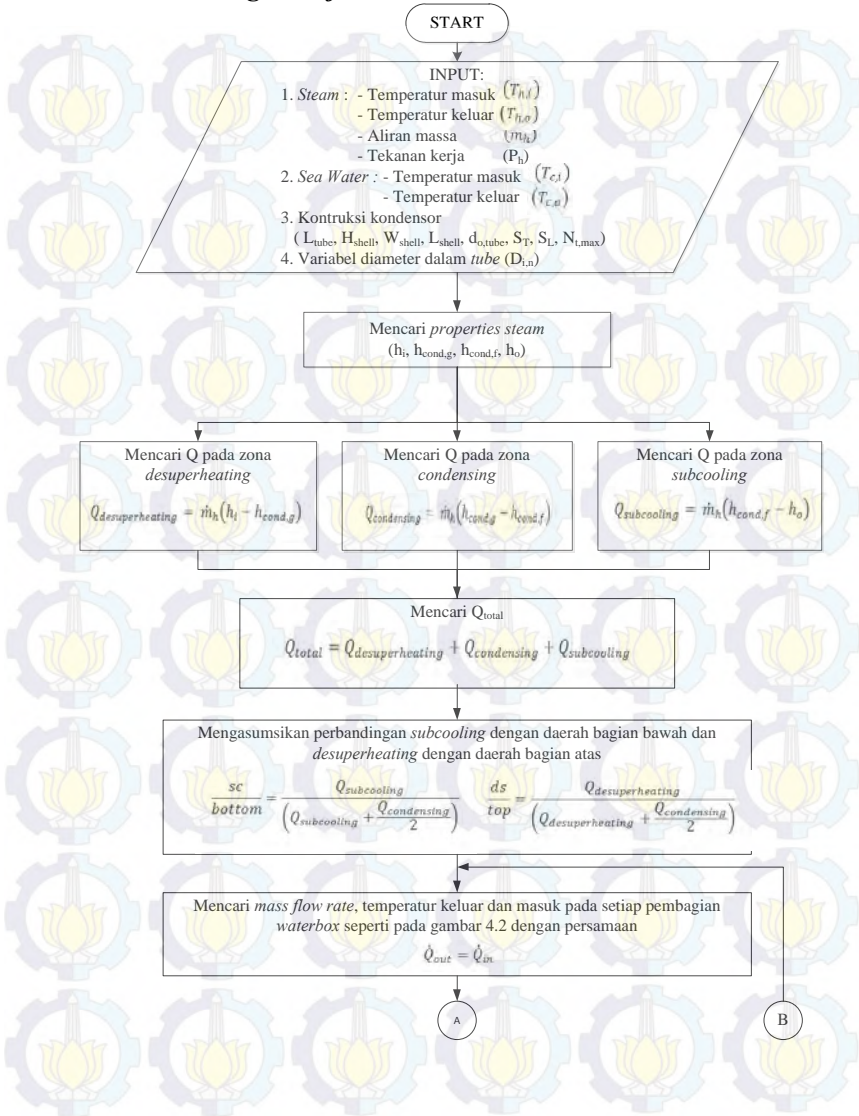
3.3. *Flowchart Penelitian*

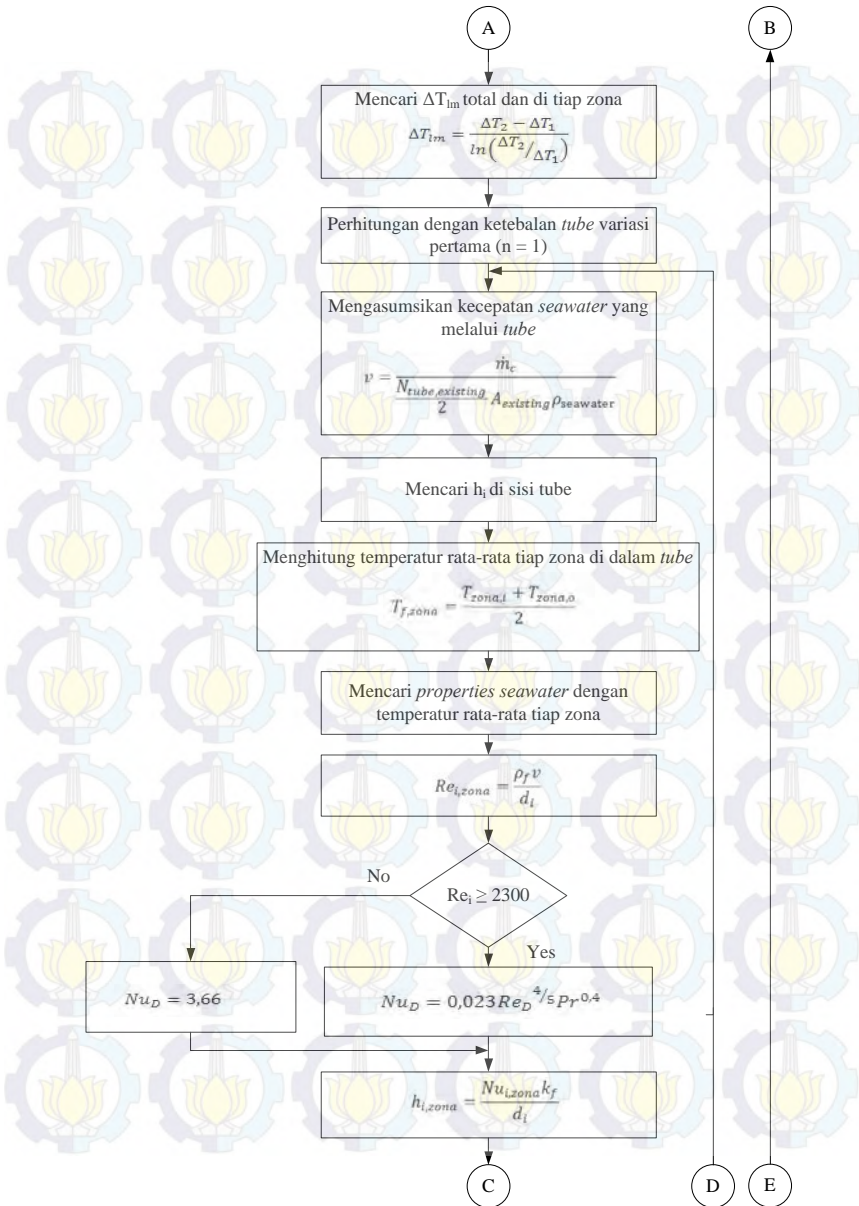
3.3.1 *Penelitian Keseluruhan*

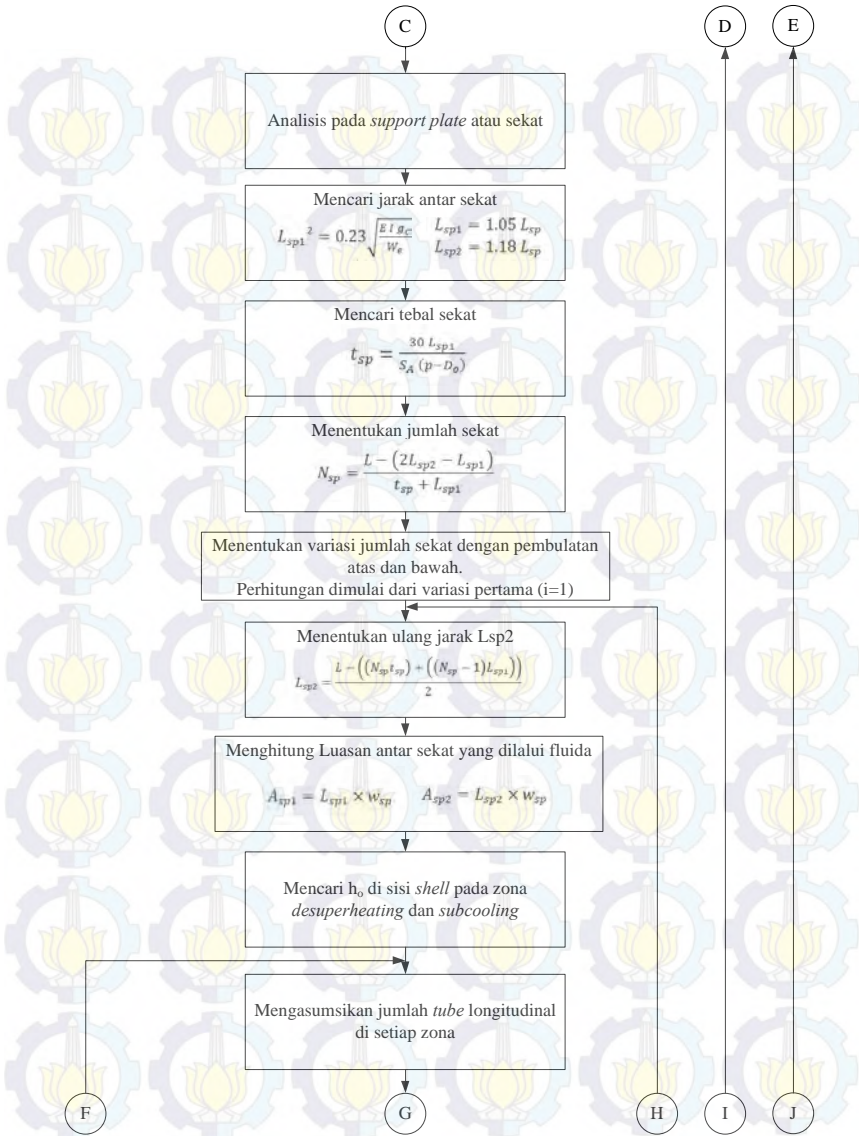


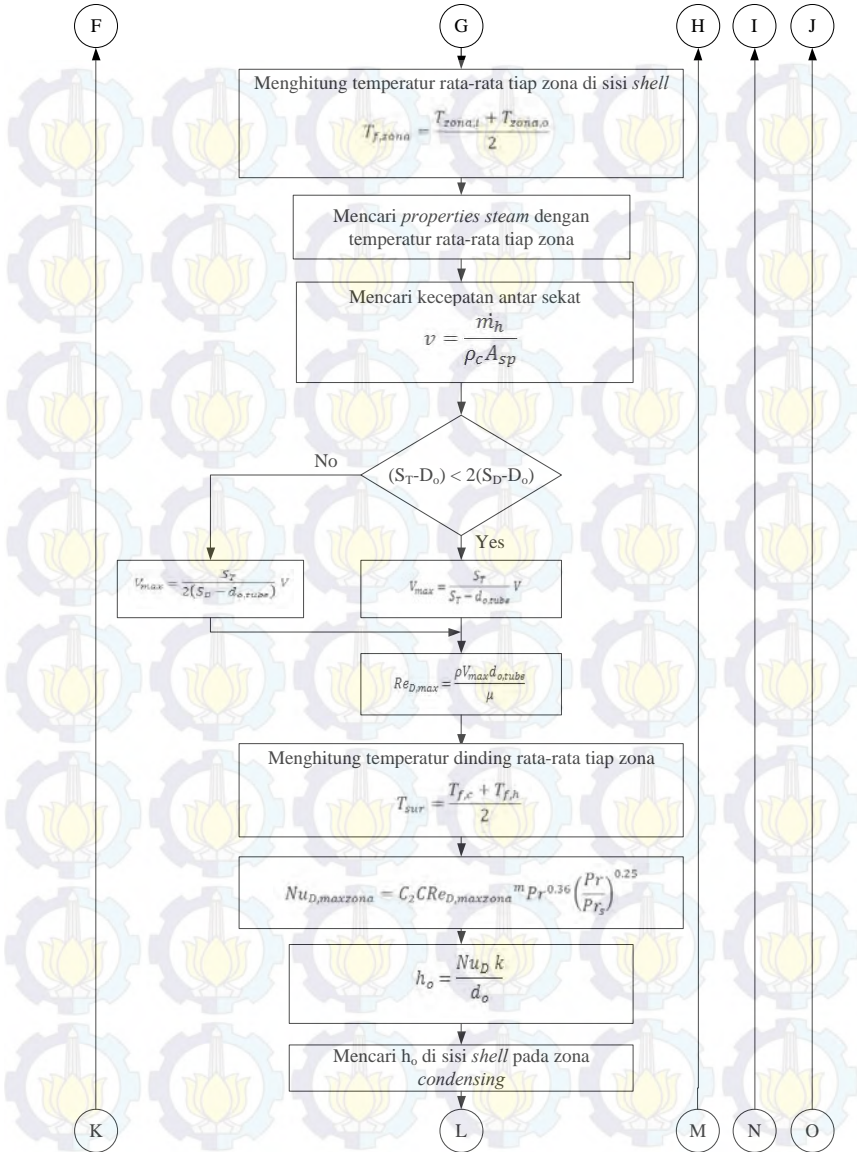
Gambar 3.1 *Flowchart* keseluruhan pengerjaan tugas akhir

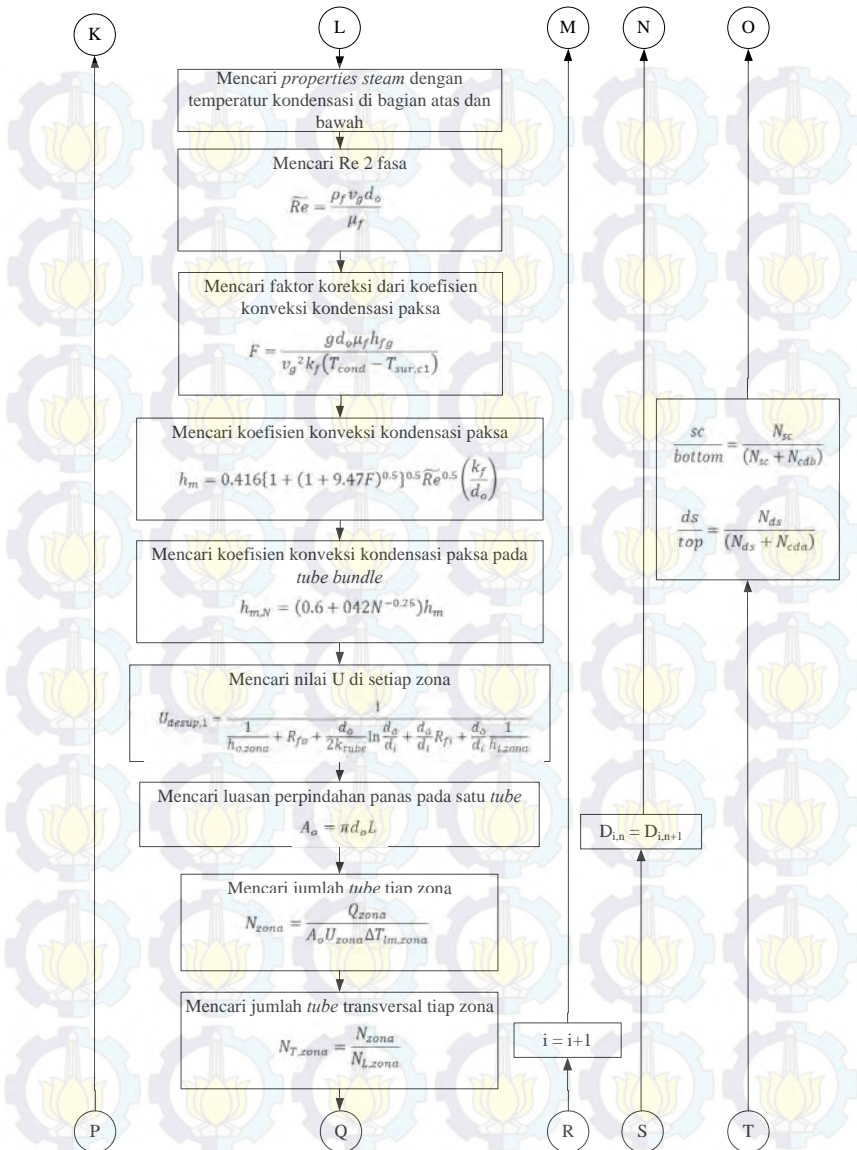
3.3.2 Re-design Surface Condenser

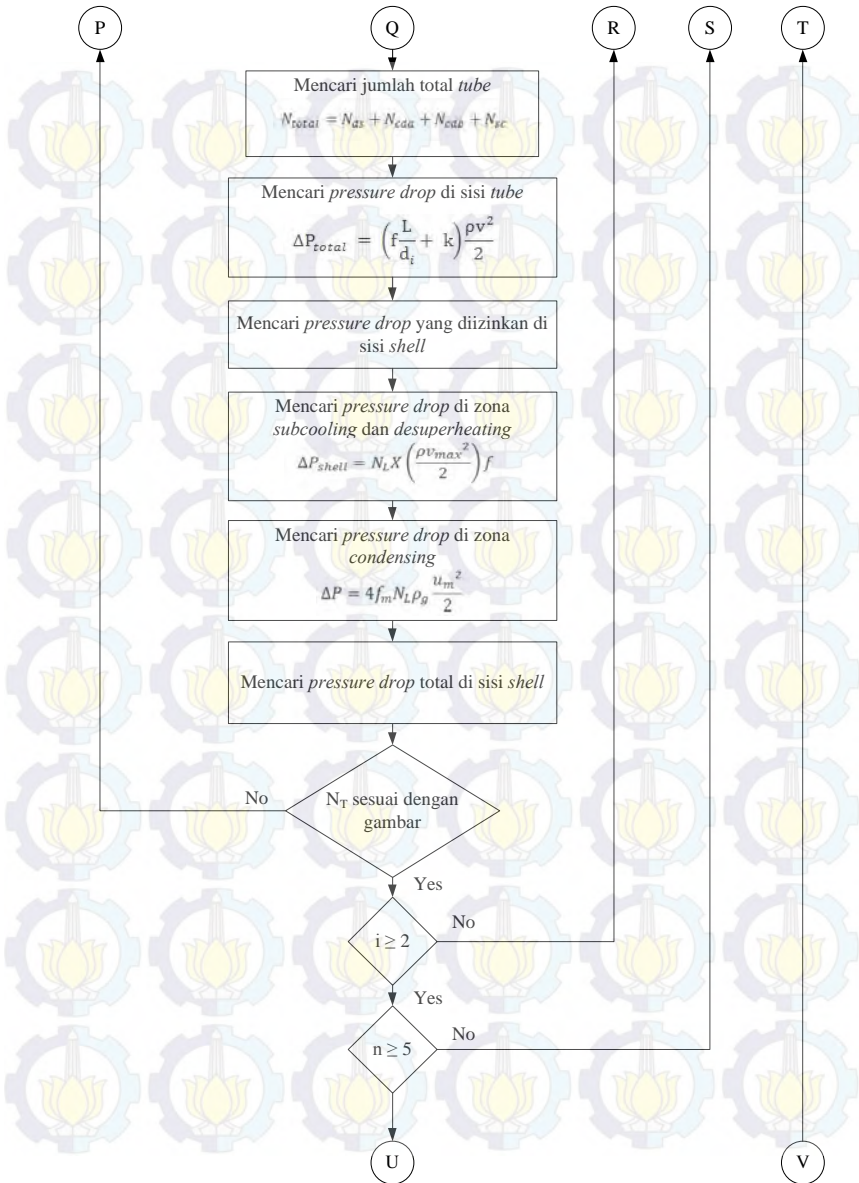


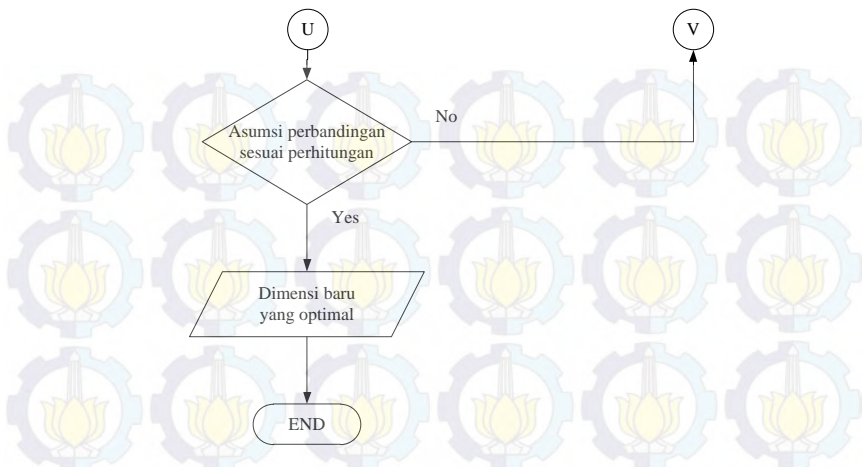






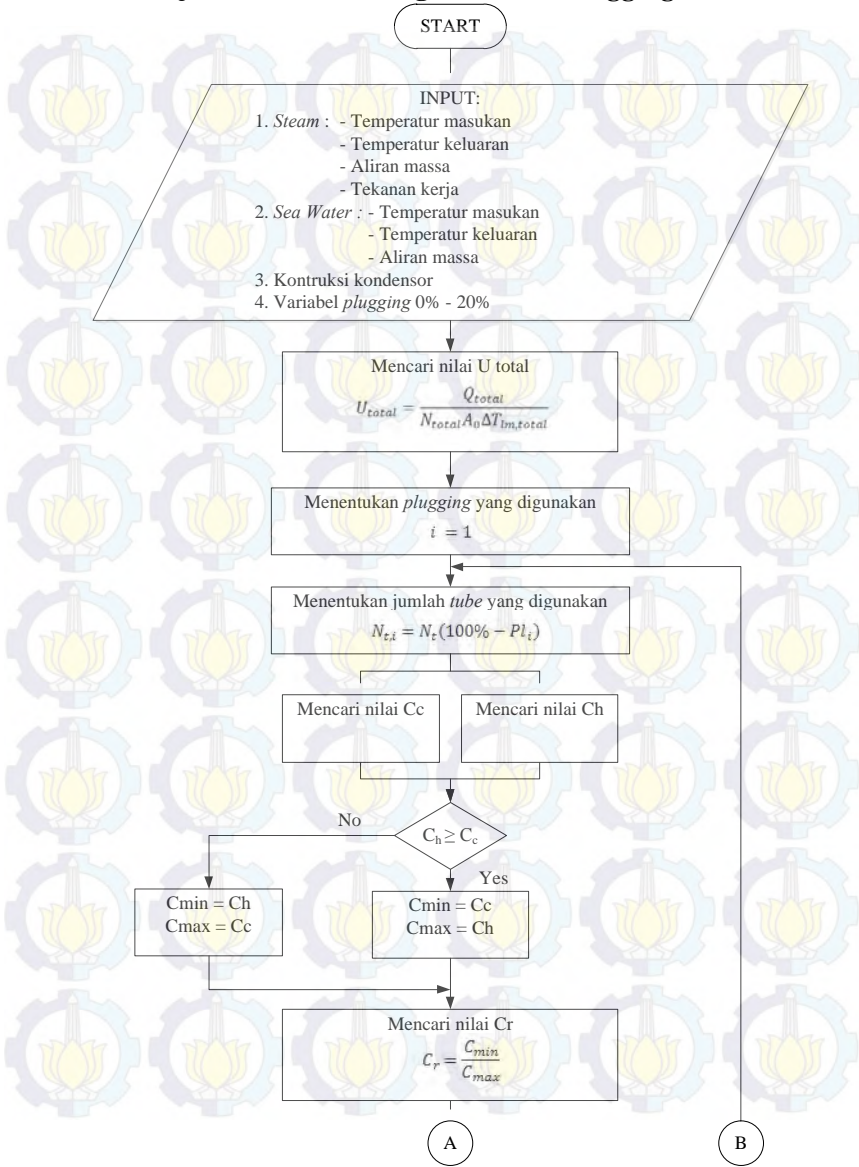


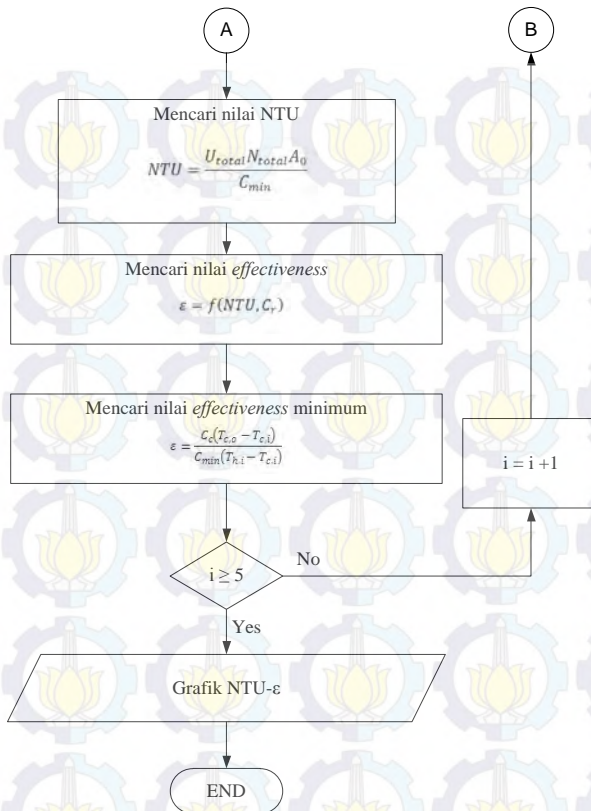




Gambar 3.2 Flowchart dari *Re-design Surface Condenser*

3.3.3 Uji Performansi dengan Variasi *Plugging*





Gambar 3.3 Flowchart Uji Performansi Surface Condenser

BAB 4

ANALISIS DAN PEMBAHASAN DATA

4.1. Data yang Diperoleh

PT. Pembangkit Jawa-Bali Unit Pembangkitan Gresik memiliki 2 unit PLTG, 4 unit PLTU, dan 3 unit PLTGU. Data diambil dari PLTU unit 4 PT. PJB UP Gresik, khususnya pada *Steam Surface Condenser*. *Steam Surface Condenser* tersebut termasuk pada jenis *Vacuum Box Surface Condenser*. Berikut data konstruksi yang diperoleh :

Tabel 4.1 Data Konstruksi *Steam Surface Condenser*

Keterangan	Data
Jumlah <i>waterbox</i>	2 buah
Panjang <i>tube</i>	8.909 m
Lebar <i>box</i>	2.78 m
Tinggi <i>box</i>	8.17 m
<i>Tube pitch</i>	0.075 m
Susunan <i>tube</i>	<i>Triangular 30°</i>
Material <i>tube</i>	Titanium Grade 2
Material <i>support plate</i>	Aluminium Brass

Steam Surface Condenser dilalui oleh 2 fluida (fluida panas dan fluida dingin). Fluida panas berupa *steam* masuk ke kondensor dan melalui *tube-bank* secara *cross-flow*, di sana terjadi proses kondensasi yang mengubah *steam* tersebut menjadi air dan selanjutnya ditampung di *hotwell*. Fluida dingin berupa air laut masuk *waterbox* dan melalui sisi *tube*. Berikut data fluida yang diperoleh :

Tabel 4.2 Data Fluida

Fluida Panas (<i>Steam-Water</i>)	
Mass Flowrate	268510 kg/hr
Temperatur masuk	47° C
Temperatur keluar	44° C
Tekanan	70 mmHg
Fluida Dingin (Air Laut)	
Temperatur masuk	30° C
Temperatur keluar	39.89° C
Salinitas	23 g/kg
Kecepatan Air Laut	2.098 m/s

4.2. Analisis Termal

Steam Surface Condenser dianalisis dengan hukum termodinamika dan perpindahan panas. Hukum yang digunakan pada hukum termodinamika adalah konservasi energi. Analisis perpindahan panas dilakukan dengan mencari *overall heat transfer coefficient* hingga mendapatkan unjuk kerja dari *Steam Surface Condenser*.

4.2.1 Analisis Termodinamika

Energi termal yang harus dibuang dari *steam* yang melalui sisi *shell*, dihitung dengan asumsi kondisi tunak (*steady state*). Sebelum menghitung energi termal, perlu didapatkan temperatur *steam* saat terjadi kondensasi. Tekanan kevakuman yang terjadi adalah 70 mmHg sehingga didapat temperatur kondensasi adalah 44.41 °C. Perhitungan dilakukan pada setiap zona sesuai dengan gambar 4.1. Persamaan yang digunakan pada zona *desuperheating* adalah:

$$Q_{desuperheating} = \dot{m}_h (h_i - h_{cond,g})$$

$$Q_{desuperheating} = 74.586111(2586.76 - 2582.15)$$

$$Q_{desuperheating} = 343.79 \text{ kW}$$

Persamaan yang digunakan pada zona *condensing* adalah :

$$Q_{condensing} = \dot{m}_h(h_{cond,g} - h_{cond,f})$$

$$Q_{condensing} = 74.586111(2582.15 - 185.99)$$

$$Q_{condensing} = 178720.44 \text{ kW}$$

$$Q_{condensing} = 178.72 \text{ MW}$$

Persamaan yang digunakan pada zona *subcooling* adalah :

$$Q_{subcooling} = \dot{m}_h(h_{cond,f} - h_o)$$

$$Q_{subcooling} = 74.586111(185.99 - 167.57)$$

$$Q_{subcooling} = 127.86 \text{ kW}$$

Persamaan yang digunakan dalam perhitungan energi kalor total adalah :

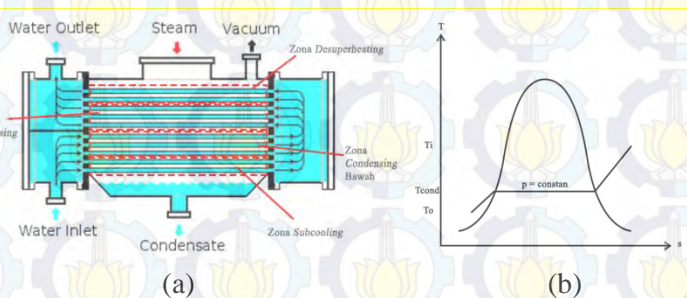
$$Q_{total} = Q_{desuperheating} + Q_{condensing} + Q_{subcooling}$$

$$Q_{total} = 343.79 + 178720.44 + 127.86$$

$$Q_{total} = 179192.09 \text{ kW}$$

$$Q_{total} = 179.19 \text{ MW}$$

Dari persamaan-persamaan di atas, diketahui terdapat energi kalor yang harus dibuang di setiap zonanya dan energi kalor total yang harus dibuang dari *steam* sebesar 179192.09 kW.



Gambar 4.1 (a) Pembagian Zona pada *Steam Surface Condenser*
(b) diagram T-s

Kalor yang harus dibuang oleh *steam*, haruslah sama dengan kalor yang harus diserap oleh air laut yang mengalir melalui *tube* dan *waterbox*. Kalor yang dibuang tersebut berguna untuk menghasilkan air kondensat sesuai dengan data yang didapat pada data operasi PLTU unit 4 PT. PJB UP Gresik. Nilai kalor tiap zona akan digunakan untuk menghitung *mass flowrate* pada air laut. Zona *condensing* dibagi menjadi 2 yaitu zona *condensing* atas dan zona *condensing* bawah karena fluida yang mengalir pada sisi *tube* mengalami 2 laluan.

Perhitungan diawali dengan mengasumsikan perbandingan jumlah *tube* pada bagian atas dan bawah. Perbandingan jumlah *tube* pada zona *desuperheating* dengan total zona bagian atas (zona *desuperheating* dan zona *condensing* atas) dihitung dengan persamaan:

$$\frac{ds}{top} = \frac{Q_{desuperheating}}{\left(Q_{desuperheating} + \frac{Q_{condensing}}{2} \right)}$$

$$\frac{ds}{top} = \frac{343.79 \text{ kW}}{\left(343.79 \text{ kW} + \left(\frac{178720.44 \text{ kW}}{2} \right) \right)}$$

$$\frac{ds}{top} = 0.0038$$

Perbandingan jumlah *tube* pada zona *subcooling* dengan total zona bagian bawah (zona *condensing* bawah dan zona *subcooling*) dihitung dengan persamaan:

$$\frac{sc}{bottom} = \frac{Q_{subcooling}}{\left(Q_{subcooling} + \frac{Q_{condensing}}{2} \right)}$$

$$\frac{sc}{bottom} = \frac{127.86 \text{ kW}}{\left(127.86 \text{ kW} + \left(\frac{178720.44 \text{ kW}}{2} \right) \right)}$$

$$\frac{sc}{bottom} = 0.0014$$

Analisis termodinamika pada sisi *tube* dilakukan pada 2 bagian yaitu pada *waterbox* dan pada sisi *condenser*. Analisis pada sisi *waterbox* dibagi menjadi 3 bagian seperti pada gambar 4.2. Analisis pada sisi *condenser* dibagi menjadi 4 bagian yaitu zona *desuperheating*, zona *condenser* atas, zona *condenser* bawah dan zona *subcooling*.

Analisis pada *waterbox* bagian A dilakukan sesuai dengan gambar 4.3. Persamaan *mass flowrate* yang akan masuk zona *subcooling* pada *waterbox* bagian A adalah:

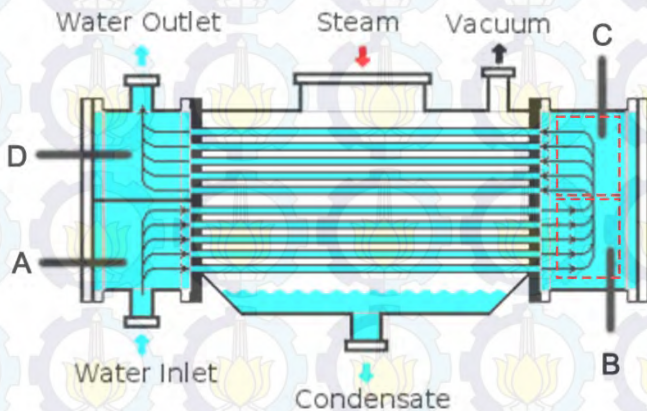
$$\dot{m}_1 = (sc/bottom)\dot{m}$$

$$\dot{m}_1 = 0.0014 \dot{m}$$

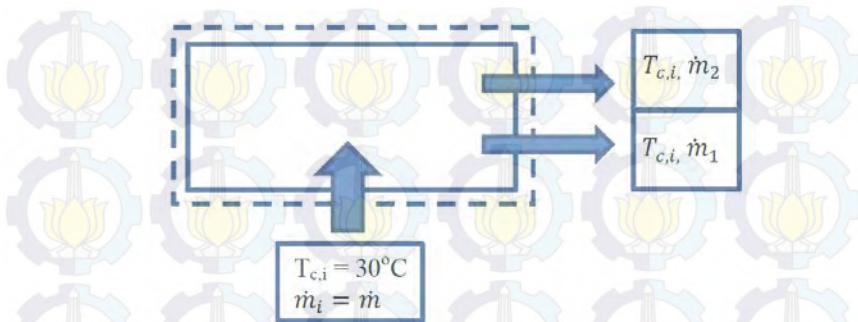
Persamaan *mass flowrate* yang akan masuk zona *condensing* bawah pada *waterbox* bagian A adalah:

$$\dot{m}_2 = (1 - (sc/bottom))\dot{m}$$

$$\dot{m}_2 = 0.9986 \dot{m}$$



Gambar 4.2 Bagian *Waterbox* pada *Steam Surface Condenser*



Gambar 4.3 Energy Balance pada Waterbox bagian A

Analisis pada *waterbox* bagian B dilakukan sesuai dengan gambar 4.4. Sebelum memulai perhitungan, temperature *box* pada *waterbox* bagian B dan C diasumsikan temperatur rata-rata air laut dari inlet dan outlet. Perhitungan temperatur rata-rata air laut didapat dengan persamaan:

$$T_{box} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2}$$

$$T_{box} = \frac{30 + 39.89}{2}$$

$$T_{box} = 34.95^{\circ}C$$

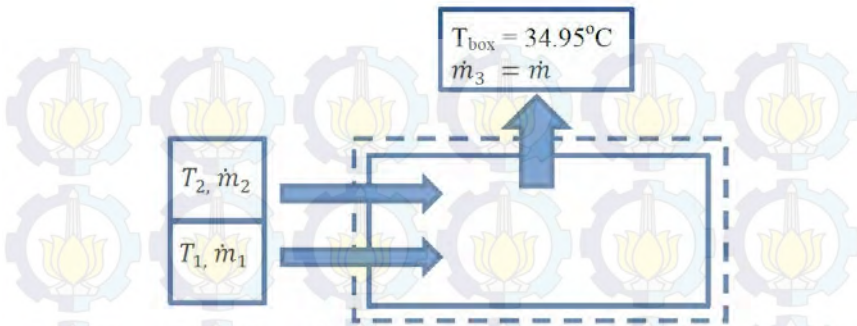
Persamaan konservasi energi pada *waterbox* bagian B adalah:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in}$$

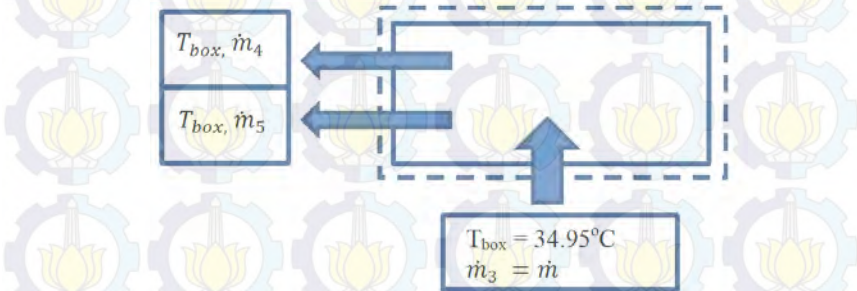
$$\dot{m}_3 h_{box} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2$$

$$\dot{m}(141.991425 \text{ kJ/kg}) = 0.0014 \dot{m} h_1 + 0.9986 \dot{m} h_2$$

$$h_2 = \frac{141.991425 - 0.0014 h_1}{0.9986} \dots\dots\dots(4.1)$$



Gambar 4.4 Energy Balance pada Waterbox bagian B



Gambar 4.5 Energy Balance pada Waterbox bagian C

Analisis pada *waterbox* bagian C dilakukan sesuai dengan gambar 4.5. Persamaan *mass flowrate* yang akan masuk zona *desuperheating* pada *waterbox* bagian C adalah:

$$\dot{m}_5 = (ds/top)\dot{m}$$

$$\dot{m}_5 = 0.0038 \dot{m}$$

Persamaan *mass flowrate* yang akan masuk zona *condensing* atas pada *waterbox* bagian C adalah:

$$\dot{m}_4 = (1 - (ds/top))\dot{m}$$

$$\dot{m}_4 = 0.9962 \dot{m}$$

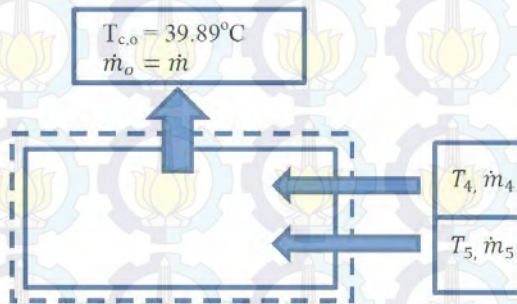
Analisis pada *waterbox* bagian D dilakukan sesuai dengan gambar 4.6. *Waterbox* pada bagian D adalah bagian

di mana air laut akan keluar dari kondensor. Persamaan konservasi energi pada *waterbox* bagian B adalah:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{out} &= \dot{Q}_{in} \\ \dot{m}_o h_{c,o} &= \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 \\ \dot{m}(162.09285 \text{ kJ/kg}) &= 0.0038 \dot{m} h_4 + 0.9962 \dot{m} h_5 \\ h_5 &= \frac{162.09285 - 0.0038 h_4}{0.9962} \dots \dots \dots (4.2)\end{aligned}$$

Analisis pada sisi *condenser* dibagi menjadi 3 zona seperti gambar 4.1. Zona *desuperheating* dianalisis untuk mencari h_4 . Persamaan yang digunakan adalah:

$$\begin{aligned}Q_{desuperheating} &= \dot{m}_4 (h_4 - h_{box}) \\ 343.79 \text{ kW} &= 0.0038 \dot{m} (h_4 - 141.991425 \text{ kJ/kg}) \\ h_4 &= \frac{89704.00611}{\dot{m}} + 141.991425 \dots \dots \dots (4.3)\end{aligned}$$



Gambar 4.6 *Energy Balance* pada *Waterbox* bagian D

Zona *condensing* terdiri dari 2 bagian yaitu sisi atas dan bawah. Hal ini terjadi karena pada sisi *tube* melalui *steam surface condenser* dengan 2 laluan. Persamaan yang digunakan adalah:

$$\begin{aligned}Q_{condensing} &= \dot{m}_2 (h_2 - h_{c,i}) + \dot{m}_5 (h_5 - h_{box}) \\ 178.72 \text{ MW} &= 0.9986 \dot{m} (h_2 - 121.89) + \\ &\quad 0.9962 \dot{m} (h_5 - 141.99) \dots \dots \dots (4.4)\end{aligned}$$

Zona *subcooling* dianalisis untuk mencari h_1 . Persamaan yang digunakan adalah:

$$\begin{aligned} Q_{\text{subcooling}} &= \dot{m}_1(h_1 - h_{c,1}) \\ 127.86 \text{ kW} &= 0.0014 \dot{m}(h_1 - 121.89) \\ h_1 &= \frac{89488.08163}{\dot{m}} + 121.89 \dots \dots \dots (4.5) \end{aligned}$$

Persamaan-persamaan yang telah didapat digunakan untuk mencari *mass flowrate* (\dot{m}), entalpi (h) dan temperatur (T) pada setiap titik yang dianalisis. Persamaan 4.3 disubstitusikan pada persamaan 4.2, sehingga persamaannya menjadi:

$$h_5 = \frac{162.09285 - 0.0038 \left(\frac{89704.00611}{\dot{m}} + 141.991425 \right)}{0.9962}$$

$$161.55 = 0.9962h_5 + \frac{343.79}{\dot{m}} \dots \dots \dots (4.6)$$

Persamaan 4.5 disubstitusikan pada persamaan 4.1, sehingga persamaannya menjadi:

$$h_2 = \frac{141.991425 - 0.0014 \left(\frac{89488.08163}{\dot{m}} + 121.89 \right)}{0.9986}$$

$$h_2 = \frac{141.82 - \frac{127.86}{\dot{m}}}{0.9986} \dots \dots \dots (4.7)$$

Persamaan 4.7 disubstitusikan pada persamaan 4.4, sehingga persamaannya menjadi:

$$178720.44 = 0.9986 \dot{m} \left(\frac{141.82 - \frac{127.86}{\dot{m}}}{0.9986} - 121.89 \right)$$

$$+ 0.9962 \dot{m}(h_5 - 141.991425)$$

$$178592.57 = -121.35\dot{m} + 0.9962 \dot{m}h_5$$

$$121.35 = 0.9962h_5 - \frac{179111.46}{\dot{m}} \dots \dots \dots (4.8)$$

Persamaan 4.6 dan 4.8 dieliminasi, sehingga persamaannya menjadi:

$$0.9962h_5 + \frac{343.79}{\dot{m}} = 161.55$$

$$0.9962h_5 - \frac{179111.46}{\dot{m}} = 121.35$$

$$\frac{179192.09}{\dot{m}} = 40.20$$

$$\dot{m} = 4457.20 \text{ kg/s}$$

Persamaan 4.5 dihitung kembali dengan memasukan nilai \dot{m} .

$$h_1 = \frac{89488.08163}{4457.20} + 121.89$$

$$h_1 = 141.97 \text{ kJ/kg}$$

Entalpi h_1 didapat dari persamaan 4.5, sehingga nilai T_1 didapat sebesar 34.939 °C. Persamaan 4.7 dihitung kembali dengan memasukan nilai \dot{m} .

$$h_2 = \frac{141.82 - \frac{127.86}{4457.20}}{0.9986}$$

$$h_2 = 141.99 \text{ kJ/kg}$$

Entalpi h_2 didapat dari persamaan 4.7, sehingga nilai T_2 didapat sebesar 34.945 °C. Persamaan 4.3 dihitung kembali dengan memasukan nilai \dot{m} .

$$h_4 = \frac{89704.00611}{4457.20} + 141.991425$$

$$h_4 = 162.12 \text{ kJ/kg}$$

Entalpi h_4 didapat dari persamaan 4.3, sehingga nilai T_4 didapat sebesar 39.896 °C. Persamaan 4.6 dihitung kembali dengan memasukan nilai \dot{m} .

$$0.9962h_5 + \frac{343.79}{\dot{m}} = 161.55$$

$$h_5 = \frac{161.55 - \frac{343.79}{4457.20}}{0.9962}$$

$$h_5 = 162.09 \text{ kJ/kg}$$

Entalpi h_5 didapat dari persamaan 4.6, sehingga nilai T_5 didapat sebesar 39.890°C . Hasil dari perhitungan analisis termal adalah pada tabel 4.3.

Tabel 4.3 Hasil Analisis Termal

Keterangan	Data	Satuan
$Q_{desuperheated}$	343.79	kW
$Q_{condensing}$	178720.44	kW
$Q_{subcooling}$	127.86	kW
Q_{total}	179192.09	kW
$Mass \text{ flowrate } (\dot{m}_c)$	4457.20	Kg/s
T_1	34.94	$^\circ\text{C}$
T_2	34.95	$^\circ\text{C}$
T_{box}	34.95	$^\circ\text{C}$
T_4	39.89	$^\circ\text{C}$
T_5	39.90	$^\circ\text{C}$

4.2.2 Analisis Perpindahan Panas

4.2.2.1 Analisis *Heat Exchanger* dengan Metode *Log Mean Temperatur Difference* (LMTD)

Analisis pada *Steam Surface Condenser* PLTU Unit 4 dilakukan dengan metoda LMTD pada setiap zona dan keseluruhan. Jenis Aliran yang terjadi adalah *crossflow*, sehingga untuk mencari ΔT_{lm} seperti pada gambar 4.7. Berikut persamaan mencari ΔT_{lm} .

- **Zona desuperheating**

$$\Delta T_{lm,desup} = \frac{(T_{cond} - T_{box}) - (T_{hi} - T_4)}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_{box}}{T_{hi} - T_4}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,desup} = \frac{(44.4105 - 34.945) - (47 - 39.896)}{\ln\left(\frac{44.4105 - 34.945}{47 - 39.896}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,desup} = 8.23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Zona condensing atas**

$$\Delta T_{lm,cond-top} = \frac{(T_{cond} - T_{box}) - (T_{cond} - T_5)}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_{box}}{T_{cond} - T_5}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,cond-top} = \frac{(44.4105 - 34.945) - (44.4105 - 39.89)}{\ln\left(\frac{44.4105 - 34.945}{44.4105 - 39.89}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,cond-top} = 6.69 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Zona condensing bawah**

$$\Delta T_{lm,cond-down} = \frac{(T_{cond} - T_{c,i}) - (T_{cond} - T_2)}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_{c,i}}{T_{cond} - T_2}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,cond-down} = \frac{(44.4105 - 30) - (44.4105 - 34.945)}{\ln\left(\frac{44.4105 - 30}{44.4105 - 34.945}\right)}$$

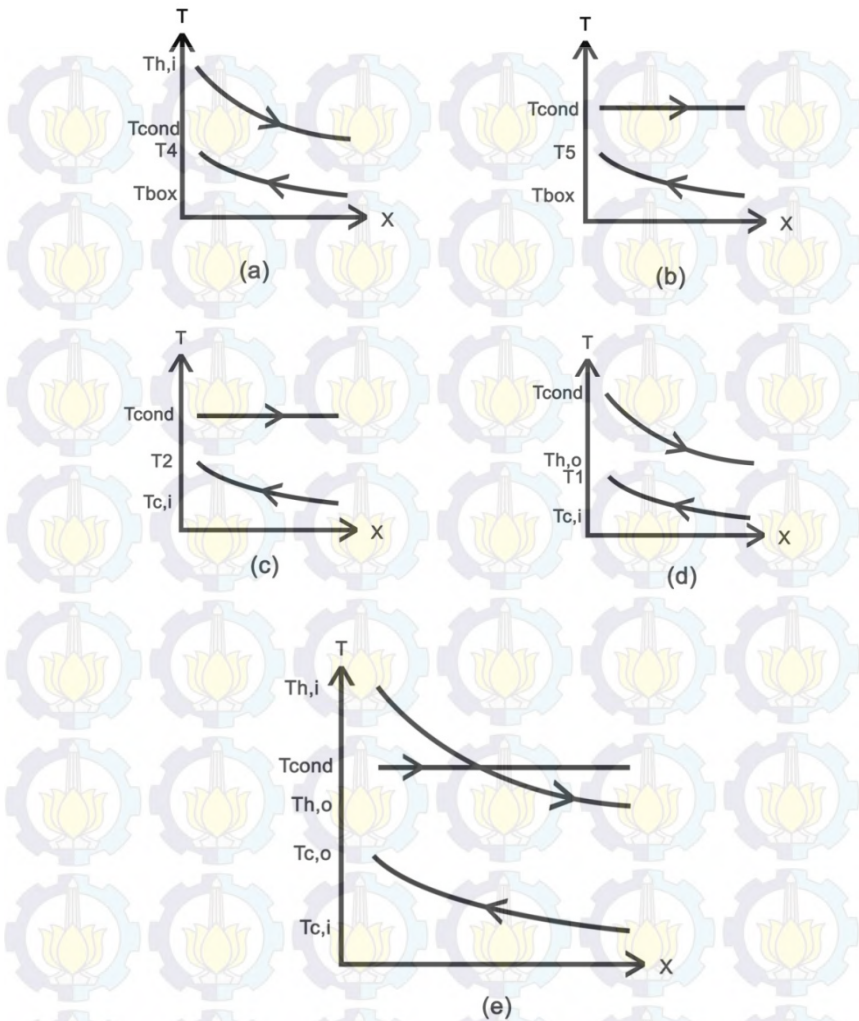
$$\Delta T_{lm,cond-down} = 8.53 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Zona subcooling**

$$\Delta T_{lm,subcool} = \frac{(T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{cond} - T_1)}{\ln\left(\frac{T_{h,o} - T_{c,i}}{T_{cond} - T_1}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,subcool} = \frac{(44 - 30) - (44.4105 - 34.939)}{\ln\left(\frac{44 - 30}{44.4105 - 34.939}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,subcool} = 11.59 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Gambar 4.7 Grafik Temperatur Fungsi Jarak yang Terjadi pada *Steam Surface Condenser* (a) Zona desuperheating (b) Zona Condensing atas (c) Zona Condensing bawah (d) Zona Subcooling (e) Total

- **Total**

$$\Delta T_{lm,total} = \frac{(Th,o - Tc,i) - (Th,i - Tc,o)}{\ln \left(\frac{Th,o - Tc,i}{Th,i - Tc,o} \right)}$$

$$\Delta T_{lm,total} = \frac{(44 - 30) - (47 - 39.89)}{\ln \left(\frac{44 - 30}{47 - 39.89} \right)}$$

$$\Delta T_{lm,total} = 10.17 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.2.2.2 Analisis pada Sisi Tube

Perhitungan pada sisi *tube* ini dilakukan dengan 5 variasi ketebalan seperti pada tabel 3.1.

Analisis pada sisi *tube* dilakukan pada 4 zona, yaitu zona *desuperheating*, zona *condensing* atas, zona *condensing* bawah, dan zona *subcooling*.

- *Zona desuperheating*

Data *properties* air laut pada zona *desuperheating* didapat dengan mencari temperatur rata-rata. Temperatur rata-rata dihitung dengan persamaan:

$$T_{f,ds} = \frac{T_{box} + T_4}{2}$$

$$T_{f,ds} = \frac{34.945 + 39.890}{2}$$

$$T_{f,ds} = 37.42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Data *properties* dari air laut pada zona *desuperheating* yang dibutuhkan tersedia dalam tabel 4.4.

Tabel 4.4 *Properties Air Laut Zona Desuperheating*

<i>Properties</i>	<i>Data</i>
<i>Density</i> (ρ_f)	1010.279 kg/m ³
<i>Dynamic Viscosity</i> (μ_f)	7.3308 x 10 ⁻⁴ Ns/m ²
<i>Heat Capacity</i> (C_p)	4.0637 kJ/kg K
Koefisien konduksi (K_f)	0.625 W/m K

Perhitungan *Reynolds Number* dihitung dengan persamaan:

$$Re_{i,ds1} = \frac{\rho_f v}{d_{i,1}}$$

$$Re_{i,ds1} = \frac{1010.279(2.098)}{0.024}$$

$$Re_{i,ds1} = 69391.40$$

Perhitungan *Nusselt Number* dihitung dengan persamaan:

$$Nu_{i,ds1} = 0.023 Re_{i,ds1}^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu_{i,ds1} = 0.023 Re_{i,ds1}^{0.8} \left(\frac{Cp_f \mu_f}{k_f} \right)^{0.4}$$

$$Nu_{i,ds1} = 0.023 (69391.40)^{0.8} \left(\frac{4063.7(0.00073308)}{0.625} \right)^{0.4}$$

$$Nu_{i,ds1} = 320.66$$

Perhitungan koefisien konveksi dalam *tube* dihitung dengan persama:

$$h_{i,ds1} = \frac{Nu_{i,ds1} k_f}{d_{i,1}}$$

$$h_{i,ds1} = \frac{320.66(0.625)}{0.024}$$

$$h_{i,ds1} = 8350.65 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Hasil analisis perpindahan panas pada sisi *tube* dirangkum pada tabel 4.5

Tabel 4.5 Hasil Analisis pada Sisi *Tube* di Zona *Desuperheating*

Variasi Ketebalan	Data		
	Re _i	Nu _i	h _i (W/m ² K)
0.5 mm	69391.40	320.66	8350.65
1.2 mm	65343.57	305.61	8451.64
1.25 mm	65054.44	304.53	8459.14
1.5 mm	63608.78	299.10	8497.24
1.6 mm	63030.52	296.92	8512.78

- Zona *condensing* atas

Data *properties* air laut pada zona *condensing* atas didapat dengan mencari temperatur rata-rata. Temperatur rata-rata dihitung dengan persamaan:

$$T_{f, cda} = \frac{T_{box} + T_5}{2}$$

$$T_{f, cda} = \frac{34.945 + 39.896}{2}$$

$$T_{f, cda} = 37.42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Data *properties* dari air laut pada zona *condensing* atas yang dibutuhkan terletak pada tabel 4.6.

Tabel 4.6 *Properties* Air Laut Zona *Condensing* Atas

<i>Properties</i>	Data
<i>Density</i> (ρ_f)	1010.28 kg/m ³
<i>Dynamic Viscosity</i> (μ_f)	7.3312×10^{-4} Ns/m ²
<i>Heat Capacity</i> (C_p)	4.06366 kJ/kg K
Koefisien konduksi (K_f)	0.625 W/m K

Perhitungan *Reynolds Number* dihitung dengan persamaan:

$$Re_{i, cda1} = \frac{\rho_f v}{d_{i,1}}$$

$$Re_{i, cda1} = \frac{1010.28(2.098)}{0.024}$$

$$Re_{i, cda1} = 69387.67$$

Perhitungan *Nusselt Number* dihitung dengan persamaan:

$$Nu_{i, ca1} = 0.023 Re_{i, ca1}^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu_{i, cda1} = 0.023 Re_{i, ca1}^{0.8} \left(\frac{Cp_f \mu_f}{k_f} \right)^{0.4}$$

$$Nu_{i, cda1} = 0.023 (69387.67)^{0.8} \left(\frac{4063.66(0.00073312)}{0.625} \right)^{0.4}$$

$$Nu_{i, cda1} = 320.66$$

Perhitungan koefisien konveksi dalam *tube* dihitung dengan persamaan:

$$h_{i,cda1} = \frac{Nu_{i,ca1} k_f}{d_{i,1}}$$

$$h_{i,cda1} = \frac{320.66(0.625)}{0.024}$$

$$h_{i,cda1} = 8350.45 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Hasil analisis perpindahan panas pada sisi *tube* pada zona *condensing* atas dirangkum pada tabel 4.7

Tabel 4.7 Hasil Analisis pada Sisi *Tube* pada Zona *Condensing* Atas

Variasi Ketebalan	Data		
	Re _i	Nu _i	h _i (W/m ² K)
0.5 mm	69387.67	320.66	8350.45
1.2 mm	65340.06	305.60	8451.43
1.25 mm	65050.94	304.52	8458.93
1.5 mm	63605.37	299.09	8497.04
1.6 mm	63027.14	296.92	8512.57

- Zona *condensing* bawah

Analisis pada zona *condensing* bawah dilakukan dengan perhitungan yang sama dengan pada zona *condensing* atas. Hasil analisis perpindahan panas pada sisi *tube* pada zona *condensing* bawah dirangkum pada tabel 4.8

Tabel 4.8 Hasil Analisis pada Sisi *Tube* pada Zona *Condensing* Bawah

Variasi Ketebalan	Data		
	Re_i	Nu_i	h_i (W/m ² K)
0.5 mm	63669.29	311.15	8028.45
1.2 mm	59955.25	296.54	8125.54
1.25 mm	59689.96	295.49	8132.75
1.5 mm	58363.52	290.22	8169.38
1.6 mm	57832.94	288.11	8184.32

- *Zona subcooling*

Analisis pada zona *subcooling* dilakukan dengan perhitungan yang sama dengan pada zona *desuperheating*. Hasil analisis perpindahan panas pada sisi *tube* pada zona *subcooling* dirangkum pada tabel 4.9

Tabel 4.9 Hasil Analisis pada Sisi *Tube* pada Zona *Subcooling*

Variasi Ketebalan	Data		
	Re_i	Nu_i	h_i (W/m ² K)
0.5 mm	63666.13	311.14	8028.26
1.2 mm	59952.27	296.53	8125.35
1.25 mm	59687.00	295.48	8132.56
1.5 mm	58360.62	290.22	8169.20
1.6 mm	57830.07	288.11	8184.13

4.2.2.3 Analisis *Support Plate*

Steam surface condenser memiliki *support plate* yang digunakan untuk menyangga *tube* dan mengarahkan arah alir *steam*. *Support plate* memiliki spesifikasi seperti pada tabel 4.10.

Tabel 4.10 Spesifikasi *Support Plate*

<i>Support Plate</i>	
Material	Aluminium Brass
Lebar <i>Support Plate</i> (w_{sp})	2.78 m
<i>Strength Allowable</i> (S_A)	275.7 MPa

Analisis *support plate* juga membutuhkan spesifikasi dari jenis *tube* yang digunakan. Spesifikasi dari *tube* dapat dilihat dari tabel 4.11.

Tabel 4.11 Spesifikasi *Tube*

<i>Tube</i>	
Material	Titanium Grade 2
Densitas	4510 kg/m ³
Modulus elastisitas	1.027x10 ¹¹ Pa
Panjang efektif (L)	8.909 m
<i>Tube pitch</i> (p)	0.075 m

Nilai inersia didapat dengan persamaan:

$$I_1 = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_{i,1}^4)$$

$$I_1 = \frac{\pi}{64} (0.025^4 - 0.024^4)$$

$$I_1 = 2.89 \times 10^{-9} m^4$$

Perhitungan berat fluida dalam *tube* per satuan panjang didapat dengan persamaan:

$$W_{t,1} = \frac{\pi}{4} d_{i,1}^2 \rho_c$$

$$W_{t,1} = \frac{\pi}{4} (0.024^2)(1011.6587)$$

$$W_{t,1} = 0.46 kg/m$$

Perhitungan berat material *tube* per satuan panjang didapat dengan persamaan:

$$W_{m,1} = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_{i,1}^2) \rho_{tube}$$

$$W_{m,1} = \frac{\pi}{4} (0.025^2 - 0.024^2) (4510)$$

$$W_{m,1} = 0.17 \text{ kg/m}$$

Perhitungan berat total persatuan panjang didapat dengan persamaan:

$$W_{e,1} = W_t + W_m$$

$$W_{e,1} = 0.458 + 0.173$$

$$W_{e,1} = 0.63 \text{ kg/m}$$

Jarak antar *support plate* dibagi menjadi 2 bagian luar dan dalam. Perhitungan jarak antar *support plate* bagian dalam jarak antara 2 buah *support plate*. Perhitungan jarak antar *support plate* bagian dalam didapat dari persamaan :

$$L_{sp1}^2 = 0.023 \sqrt{\frac{E I_1 g_c}{W_{e,1}}}$$

$$L_{sp1}^2 = 0.023 \sqrt{\frac{1.027 \times 10^{11} (2.8887 \times 10^{-9}) 9.81}{0.1736}}$$

$$L_{sp1} = 1.25 \text{ m}$$

Jarak bagian luar adalah Jarak antara *support plate* dengan dinding *shell*. Perhitungan jarak luar didapat dengan persamaan:

$$L_{sp2} = 1.18 \frac{L_{sp1}}{1.05}$$

$$L_{sp2} = 1.18 \frac{1.2498}{1.05}$$

$$L_{sp2} = 1.40 \text{ m}$$

Analisis *support plate* juga terdiri dari perhitungan tebal *support plate*. Perhitungan tebal *support plate* didapat dari persamaan:

$$t_{sp} = \frac{30 L_{sp1}}{S_A (p - d_o)}$$

$$t_{sp} = \frac{30 (1.2498)}{275790292(0.075 - 0.025)}$$

$$t_{sp} = 2.72 \times 10^{-6} m$$

Dari ketebalan yang didapat, *support plate* tersebut tidak masuk akal. Ketebalan yang didapat terlalu tipis, sehingga ketebalan *support plate* diasumsikan dengan ketebalan 0.01 m sesuai dengan katalog Bikar Metalle.

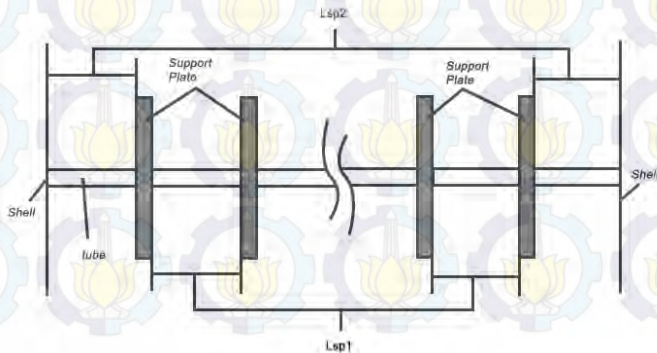
Support plate diletakkan dalam sisi *shell* sesuai dengan gambar 4.8. Perhitungan jumlah *support plate* didapat dari persamaan:

$$L = (N_{sp,1} t_{sp,1}) + (2L_{sp2,1}) + ((N_{sp,1} - 1)L_{sp1,1})$$

$$8.909 = (0.01 N_{sp,1}) + (2 (1.4045)) + ((N_{sp,1} - 1)1.2498)$$

$$8.909 = (0.01 N_{sp,1}) + (2.809) + (1.2498N_{sp,1} - 1.2498)$$

$$N_{sp,1} = 5.83$$



Gambar 4.8 Susunan *Support Plate* pada Sisi *Shell*

Perhitungan jumlah *support plate* didapatkan, sehingga didapatkan pula variasi jumlah yaitu 5 dan 6. Perhitungan ulang jarak *support plate* bagian luar dengan persamaan:

$$L = (N_{sp,1} t_{sp,1}) + (2L_{sp2,1}) + ((N_{sp,1} - 1)L_{sp1,1})$$

$$8.909 = (0.05) + (2L_{sp2,1}) + ((5 - 1)1.2498)$$

$$8.909 = (0.05) + (2L_{sp2,1}) + (4.992)$$

$$L_{sp2,1} = 1.96 \text{ m}$$

Steam melalui luasan jarak antar *support plate*. Luasan bagian dalam dihitung dengan persamaan:

$$A_{sp1,1} = L_{sp1,1} \times w_{sp}$$

$$A_{sp1,1} = 1.2498 \times 2.78$$

$$A_{sp1,1} = 3.47 \text{ m}^2$$

Luasan antar *support plate* bagian luar dihitung dengan persamaan:

$$A_{sp2,1} = L_{sp2,1} \times w_{sp}$$

$$A_{sp2,1} = 1.955 \times 2.78$$

$$A_{sp2,1} = 5.44 \text{ m}^2$$

Hasil perhitungan analisis *support plate* terletak pada tabel 4.12.

Tabel 4.12 Hasil Analisis *Support Plate*

<i>thickness</i> (mm)	N _{sp}	t _{sp}	L _{sp1}	L _{sp2}	A _{sp1}	A _{sp2}
0.5	5	0.01	1.25	1.95	3.47	5.43
	6	0.01	1.25	1.33	3.47	3.70
1.2	4	0.01	1.43	2.31	3.98	6.42
	5	0.01	1.43	1.59	3.98	4.43
1.25	4	0.01	1.44	2.30	4.00	6.39
	5	0.01	1.44	1.58	4.00	4.39
1.5	4	0.01	1.47	2.25	4.08	6.27
	5	0.01	1.47	1.52	4.08	4.23
1.6	4	0.01	1.48	2.24	4.10	6.23
	5	0.01	1.48	1.50	4.10	4.18

4.2.2.4 Analisis pada Sisi *Shell*

Analisis pada sisi *shell* dilakukan pada 3 zona, yaitu zona *desuperheating*, zona *condensing*, dan zona *subcooling*. Analisis terdiri dari perhitungan *Reynold number* hingga koefisien konversi ataupun koefisien kondensasi. Fluida kerja yang digunakan hanya 1 yaitu air yang berupa 2 fasa, yaitu gas dan cair.

- **Zona *Desuperheating***

Analisis diawali dengan mencari temperatur rata-rata uap air untuk mendapatkan *properties*. Temperatur rata-rata dihitung dengan persamaan:

$$T_{f,desup} = \frac{T_{h,i} + T_{cond}}{2}$$

$$T_{f,desup} = \frac{47 + 44.4105}{2}$$

$$T_{f,desup} = 45.71^{\circ}C$$

Temperatur rata-rata yang didapat digunakan untuk mendapatkan *properties* sesuai pada tabel 4.13.

Tabel 4.13 Data *Properties* dari Uap Air di Zona *Desuperheating*

<i>Properties</i>	Data
<i>Density</i> (ρ_g)	0.668 kg/m ³
<i>Dynamic Viscosity</i> (μ_g)	9.8382 x 10 ⁻⁶ Ns/m ²
Koefisien Konduksi (k_g)	0.0209 W/mK
<i>Prandl Number</i> (Pr)	0.891

Analisis selanjutnya mencari kecepatan *steam* yang melalui zona *desuperheating*. Perhitungan kecepatan dilakukan dengan persamaan:

$$v_1 = \frac{\dot{m}_h}{\rho \times 2(2 \times A_{sp2,1} + (N_{sp,1} - 1)A_{sp1,1})}$$

$$v_1 = \frac{74.586111}{0.668 \times 2(2 \times 5.434675 + (5 - 1)3.474408)}$$

$$v_1 = 22.55 \text{ m/s}$$

Kecepatan yang didapat akan naik ketika melalui *tube-bundle*. Perhitungan kecepatan maksimum yang melalui *tube-bundle* dilakukan dengan persamaan:

$$v_{max,1} = \left(\frac{p}{p - d_o} \right) v_1$$

$$v_{max,1} = \left(\frac{0.075}{0.075 - 0.025} \right) 22.55$$

$$v_{max,1} = 33.82 \text{ m/s}$$

Analisis dilanjutkan dengan menghitung *Reynolds number* dan *nusselt number*. Perhitungan *Reynolds number* pada daerah *desuperheating* dihitung dengan persamaan:

$$Re_{D,maxds1} = \frac{\rho_f v_{max} d_o}{\mu_f}$$

$$Re_{D,maxds1} = \frac{0.668(33.82)0.025}{9.8382 \times 10^{-6}}$$

$$Re_{D,maxds1} = 5739.45$$

Perhitungan *Nusselt number* dibutuhkan *prandtl number* dari temperatur dinding. Temperatur dinding diasumsikan dengan persamaan:

$$T_{sur} = \frac{T_{f,c} + T_{f,h}}{2}$$

$$T_{sur} = \frac{37.4205 + 45.705}{2}$$

$$T_{sur} = 42.80 \text{ } ^\circ C$$

Nilai *Prandtl number* (Pr_s) pada bagian dinding didapat dari hasil perhitungan temperatur dinding, yaitu 0.885. Jumlah *tube* secara longitudinal adalah 8 buah. *Nusselt number* pada daerah *desuperheating* didapat dengan persamaan:

$$Nu_{D,maxds1} = C_2 C Re_{D,maxds1}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

$$Nu_{D,maxds1} = 0.956(0.4)5739.447^{0.6} 0.891^{0.36} \left(\frac{0.891}{0.885} \right)^{0.25}$$

$$Nu_{D,maxds1} = 66.16$$

Nilai koefisien konveksi pada daerah *desuperheating* didapat dengan persamaan:

$$h_o = \frac{Nu_{D,maxds1} \times k_g}{d_o}$$

$$h_o = \frac{66.161 \times 0.0209}{0.025}$$

$$h_o = 55.37 \text{ W/m}^2 K$$

- **Zona Condensing Atas**

Analisis diawali dengan mencari *properties* uap air saat kondensasi dari temperatur sebesar 44.41°C. Data *properties* didapat dari tabel termodinamika air. Data *properties* dapat dilihat pada tabel 4.14.

Tabel 4.14 Data *Properties* dari Uap Air dan kondensat di Zona *Condensing Atas*

<i>Properties</i>	Data
<i>Density</i> gas (ρ_g)	0.0635 kg/m ³
<i>Density</i> kondensat (ρ_f)	990.1356 kg/m ³
<i>Dynamic Viscosity</i> kondensat (μ_f)	604.98 x 10 ⁻⁶ Ns/m ²
Koefisien Konduksi kondensat (k_f)	0.6369 W/mK
Entalpi kalor laten (h_{fg})	2396.218 kJ/kg
<i>Heat Capacity</i> (Cp)	4179.481 kJ/kg K

Analisis dilanjutkan dengan mencari *two phase reynolds number*, faktor F dan nilai kalor laten. Perhitungan *two phase reynolds number* dengan persamaan:

$$\begin{aligned}\bar{Re} &= \frac{\rho_f v_g d_o}{\mu_f} \\ \bar{Re} &= \frac{990.1356(22.55)(0.025)}{0.00060498} \\ \bar{Re} &= 1383846.53\end{aligned}$$

Perhitungan faktor F untuk menghitung nilai kalor laten dengan persamaan:

$$\begin{aligned}F &= \frac{g d_o \mu_f h_{fg}}{v_g^2 k_f (T_{cond} - T_{sur,c1})} \\ F &= \frac{9.81(0.025)(0.00060498)2396218}{(22.55)^2(0.6369)(44.410516 - 40.91485)} \\ F &= 0.1396\end{aligned}$$

Perhitungan nilai kalor laten pada 1 *tube* dilakukan dengan persamaan:

$$h_m = 0.416 \{1 + (1 + 9.47F)^{0.5}\}^{0.5} \widetilde{Re}^{0.5} \left(\frac{k_f}{d_o} \right)$$

$$h_m = 0.416 \{1 + (1 + 9.47(0.1396))^{0.5}\}^{0.5} 1383846.53^{0.5} \left(\frac{0.6369}{0.025} \right)$$

$$h_m = 19038.25 \frac{W}{m^2 K}$$

Jumlah *tube* longitudinal diasumsikan sebesar 80. Perhitungan nilai kalor laten pada *tube-bundle* dilakukan dengan persamaan:

$$h_{m,N} = (0.6 + 0.42N^{-0.25})h_m$$

$$h_{m,N} = (0.6 + 0.42(80)^{-0.25})19038.24726$$

$$h_{m,N} = 14.10 \text{ kW/m}^2 K$$

- **Zona Condensing Bawah**

Analisis pada zona *condensing* bawah dilakukan seperti analisis pada zona *condensing* atas. Perhitungan dilakukan dari nilai *reynolds number*, faktor F hingga nilai kalor laten pada *tube-bundle*. Jumlah *tube* longitudinal diasumsikan 64 buah.

- **Zona Subcooling**

Analisis yang dilakukan seperti pada zona *desuperheating*. Hal yang berbeda adalah perhitungan nilai *nusselt number*. Jumlah *tube* longitudinal diasumsikan 1 buah. *Nusselt number* pada daerah *subcooling* didapat dengan persamaan:

$$Nu_{D,maxsc1} = C Re_{D,maxsc1}^m Pr^{0.37} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

$$Nu_{D,maxsc1} = 0.683(5739.447)^{0.466} 4.4171^{0.37} \left(\frac{4.4171}{4.5781} \right)^{0.25}$$

$$Nu_{D,maxsc1} = 13.39$$

Analisis pada sisi *shell* dirangkum semua pada tabel 4.15. Koefisien konveksi dan nilai kalor laten didapat dari semua perhitungan sesuai analisis setiap zona.

Tabel 4.15 Hasil Analisis pada Sisi *Shell*

tebal (mm)	Nsp	Desuperheating (W/m ² K)	Condensing Atas (kW/m ² K)	Condensing Bawah (kW/m ² K)	Subcooling (W/m ² K)
		ho_ds	hm,Na	hm,Nb	ho_sb
0.5	5	55.37	14.10	14.10	342.55
	6	55.37	14.10	14.10	342.55
1.2	4	55.37	14.10	14.10	342.55
	5	55.37	14.10	14.10	342.55
1.25	4	55.37	14.10	14.10	342.55
	5	55.37	14.10	14.10	342.55
1.5	4	55.37	14.10	14.10	342.55
	5	55.37	14.10	14.10	342.55
1.6	4	55.37	14.10	14.10	342.55
	5	55.37	14.10	14.10	342.55

4.2.2.5 Analisis Overall Heat Transfer Coefficient

Analisis ini dilakukan pada 4 zona, yaitu zona *desuperheating*, zona *condensing* atas, zona *condensing* bawah, dan zona *subcooling*. Pada zona *desuperheating* dihitung dengan persamaan:

$$U_{desup,1} = \frac{1}{\frac{1}{h_{o,ds1}} + R_{fo} + \frac{d_{o,1}}{2k_{tube}} \ln \frac{d_{o,1}}{d_{i,1}} + \frac{d_{o,1}}{d_{i,1}} R_{fi} + \frac{d_{o,1}}{d_{i,1}} \frac{1}{h_{i,ds1}}}$$

$$U_{desup,1} = \frac{1}{\frac{1}{55.37} + 0.000088 + \frac{0.025}{2(21.663)} \ln \frac{0.025}{0.024} + \frac{0.025}{0.024} (0.000088) + \frac{0.025}{0.024} \frac{1}{8350.65}}$$

$$U_{desup,1} = 54.39 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Hasil dari analisis dapat dilihat pada tabel 4.16

Analisis dilanjutkan dengan perhitungan luas perpindahan panas pada *tube* bagian luar. Perhitungan Luas dilakukan dengan persamaan:

$$A_o = \pi d_o L$$

$$A_o = \pi(0.025)8.909$$

$$A_o = 0.70 \text{ m}^2$$

Perhitungan dilanjutkan dengan mencari jumlah *tube* di setiap zona. Perhitungan jumlah *tube* pada zona *desuperheating* didapat dari persamaan:

$$N_{tube,ds1} = \frac{Q_{desup}}{A_o U_{desup,1} \Delta T_{lm,desup}}$$

$$N_{tube,ds1} = \frac{343790}{0.70(53.29)8.23}$$

$$N_{tube,ds1} = 1097.94 \text{ buah}$$

Jumlah *tube* transversal didapat dengan persamaan:

$$N_{T,ds1} = \frac{N_{tube,ds1}}{(\text{jumlah tube sheet})N_{L,ds}}$$

$$N_{T,ds1} = \frac{1097.94}{(2)8}$$

$$N_{T,ds1} = 68.62$$

$$N_{T,ds1} \approx 70 \text{ buah}$$

Jumlah *tube* actual pada zona *desuperheating* didapat dengan persamaan:

$$N_{tube,ds1} = N_{L,ds1} \times [(\text{jumlah waterbox})N_{l,ds}]$$

$$N_{tube,ds1} = 70 \times [(2)8]$$

$$N_{tube,ds1} = 1120$$

Hasil perhitungan jumlah *tube* dirangkum pada tabel 4.17, 4.18, 4.19 dan 4.20.

Tabel 4.16 Data Analisis *Overall Heat Transfer Coefficient*

<i>thickness</i> (mm)	N _{sp}	U _{desup} (W/m ² K)	U _{cond- atas} (W/m ² K)	U _{cond- bawah} (W/m ² K)	U _{subcool} (W/m ² K)
0.5	5	54.39	2512.80	2486.31	307.57
	6	54.39	2512.80	2481.60	307.57
1.2	4	54.26	2273.67	2246.85	303.63
	5	54.26	2273.67	2246.85	303.63
1.25	4	54.25	2258.43	2231.87	303.36
	5	54.25	2258.43	2231.87	303.36
1.5	4	54.21	2185.38	2160.06	301.99
	5	54.21	2185.38	2160.06	301.99
1.6	4	54.19	2157.55	2132.68	301.45
	5	54.19	2157.55	2132.68	301.45

Tabel 4.17 Data Perhitungan Jumlah *Tube Zona Desuperheating*

<i>thickness</i> (mm)	N _{sp}	N _{desup}	NL _{desup}	N _{t_desup} (1 tube sheet)
0.5	5	1120	8	70
	6	1120		70
1.2	4	1120		70
	5	1120		70
1.25	4	1120		70
	5	1120		70
1.5	4	1120		70
	5	1120		70
1.6	4	1120		70
	5	1120		70

Tabel 4.18 Data Perhitungan Jumlah *Tube Zona Condensing*

<i>thickness</i> (mm)	N _{sp}	N _{cond} atas	NL _{cond} atas	Nt _{cond_atas} (1 tube sheet)
0.5	5	7680	80	48
	6	7680		48
1.2	4	8640		54
	5	8640		54
1.25	4	8640		54
	5	8640		54
1.5	4	8960		56
	5	8960		56
1.6	4	8960		56
	5	8960		56
<i>thickness</i> (mm)	N _{sp}	N _{cond} bawah	NL _{cond} bawah	Nt _{cond_bawah} (1 tube sheet)
0.5	5	6144	64	48
	6	6144		48
1.2	4	6912		54
	5	6912		54
1.25	4	6912		54
	5	6912		54
1.5	4	7168		56
	5	7168		56
1.6	4	7168		56
	5	7168		56

Tabel 4.19 Data Perhitungan Jumlah *Tube* Zona *Subcooling*

<i>thickness</i> (mm)	N _{sp}	N _{subcool}	NL _{subcool}	Nt _{subcool} (1 <i>tube sheet</i>)
0.5	5	52	1	26
	6	52		26
1.2	4	52		26
	5	52		26
1.25	4	52		26
	5	52		26
1.5	4	56		28
	5	56		28
1.6	4	56		28
	5	56		28

Tabel 4.20 Data Perhitungan Jumlah *Tube* Total

<i>thickness</i> (mm)	N _{sp}	Nt total
0.5	5	14996
	6	14996
1.2	4	16724
	5	16724
1.25	4	16724
	5	16724
1.5	4	17304
	5	17304
1.6	4	17304
	5	17304

4.2.3 Analisis *Pressure Drop*

4.2.3.1 Analisis *Pressure Drop* pada Sisi *Tube*

Analisis ini terbagi menjadi *headloss mayor* dan *headloss minor*. *Headloss mayor* terjadi akibat adanya gesekan pada aliran fluida di dalam *tube*. *Headloss minor* terjadi akibat adanya perubahan arah aliran di dalam *tube* (aliran *multipass*) dan adanya perubahan luasan (*sudden expansion* dan *sudden contraction*).

- *Headloss mayor*

Headloss mayor pada *tube* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$H_{L,mayor} = f \frac{L}{d_{i,1}} \frac{v^2}{2}$$

$f = 0.025$ (didapatkan dengan *Moody Diagram*)

$L = 8.909 \text{ m}$

$d_{i,1} = 0.0025 \text{ m}$

Dari data – data di atas didapatkan nilai *headloss mayor* yaitu:

$$\begin{aligned} H_{L,mayor} &= f \frac{L}{d_{i,1}} \frac{v^2}{2} \\ H_{L,mayor} &= 0.025 \frac{8.909}{0.0025} \frac{2.098^2}{2} \\ H_{L,mayor} &= 20.43 \end{aligned}$$

- *Headloss minor*

Headloss minor pada *tube* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$H_{L,minor1} = k \frac{v^2}{2}$$

k adalah total koefisien yang terdiri dari $k_{entrance}$, k_{exit} , dan k_{elbow} .

$k = k_{entrance} + k_{exit} + k_{fitting}$

$k = 0.5 + 1 + 0$

$k = 1.5$

$$H_{L,minor1} = k \frac{v^2}{2}$$

$$H_{L,minor1} = 1.5 \frac{2.098^2}{2}$$

$$H_{L,minor1} = 1.92$$

- *Headloss total*

$$\text{Headloss total} = \text{Headloss mayor} + \text{Headloss minor}$$

$$\text{Headloss total} = 20.43 + 1.92$$

$$\text{Headloss total} = 22.35$$

- *Pressure Drop pada tube*

Pressure drop pada tube diperoleh dengan mengalikan *headloss total* dengan densitas.

$$\Delta P_{tube} = H_{L \text{ total}} \times \rho$$

$$\Delta P_{tube} = 22.35 \times 1011.6587 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P_{tube} = 0.23 \text{ kg/cm}^2$$

Hasil *pressure drop* dirangkum pada tabel 4.21

Tabel 4.21 Data *Pressure Drop* pada Sisi *Tube*.

<i>thickness</i> (mm)	Nsp	F	hl mayor	K total	hl minor	ΔP <i>tube</i>
0.5	5	0.025	20.42	1.5	1.92	22.35
	6	0.025	20.42	1.5	1.92	22.34
1.2	4	0.025	21.69	1.5	2.00	23.69
	5	0.025	21.69	1.5	2.00	23.69
1.25	4	0.025	21.79	1.5	2.01	23.80
	5	0.025	21.79	1.5	2.01	23.80
1.5	4	0.025	22.28	1.5	2.06	24.34
	5	0.025	22.28	1.5	2.06	24.34
1.6	4	0.025	22.49	1.5	2.08	24.57
	5	0.025	22.49	1.5	2.08	24.57

4.2.3.2 Analisis *Pressure Drop* pada Sisi *Shell*

Perhitungan tersebut akan didapat bila telah menghitung jarak antar *tube*. Jarak antar tube dapat dilihat pada gambar 4.9. Perhitungan jarak antar *tube* dihitung dengan persamaan:

$$S_L = 0.075 \cos 30^\circ$$

$$S_L = 0.06 \text{ m}$$

dan

$$S_T = p$$

$$S_T = 0.075 \text{ m}$$

Jarak tersebut dianalisis dengan dibandingkan baik dengan diameter luar *tube* maupun dengan jarak yang lain. Analisis dilakukan dengan persamaan:

$$P_T = \frac{S_T}{d_o}$$

$$P_T = \frac{0.075}{0.025}$$

$$P_T = 3$$

dan

$$P_L = \frac{S_L}{d_o}$$

$$P_L = \frac{0.06}{0.025}$$

$$P_L = 2.60$$

serta

$$\frac{P_T}{P_L} = \frac{3}{2.60}$$

$$\frac{P_T}{P_L} = 1.15$$

Dari analisis didapatkan nilai χ dan f dari gambar 2.8. Pada zona *desuperheating*, nilai χ sebesar 1.075 dan nilai f sebesar 0.4. Pada zona *subcooling*, nilai χ sebesar 1.175 dan

nilai f sebesar 0.6. Pada zona *subcooling*, nilai χ sebesar 1 dan nilai f sebesar 0.5. Nilai *pressure drop* di zona *desuperheating* didapat dari persamaan:

$$\Delta p_{desup} = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{max,1}^2}{2} \right) f$$

$$\Delta p_{desup} = (8)1.075 \left(\frac{(0.6678(33.8216)^2)}{2} \right) 0.4$$

$$\Delta p_{desup} = 131.39 \text{ kg/m}^2$$

$$\Delta p_{desup} = 0.01 \text{ kg/cm}^2$$

Nilai *pressure drop* di zona *condensing* atas didapat dari persamaan:

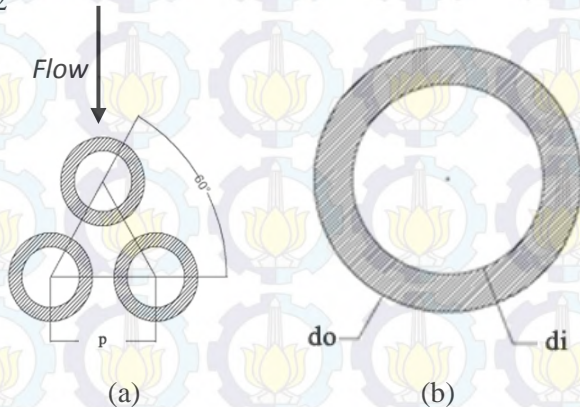
$$\Delta P_{cda} = 4f_m N_L \rho_g \frac{u_m^2}{2}$$

$$\Delta P_{cda} = 4(0.6)(80)(0.063546) \frac{33.8216^2}{2}$$

$$\Delta P_{cda} = 131.39 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\Delta P_{cda} = 1.31 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Hasil analisis *pressure drop* pada sisi *shell* terdapat pada tabel 4.22



Gambar 4.9 (a) Susunan *Tube Bundle* (b) Dimensi *Tube*

Tabel 4.22 Data *Pressure Drop* pada Sisi *Shell*

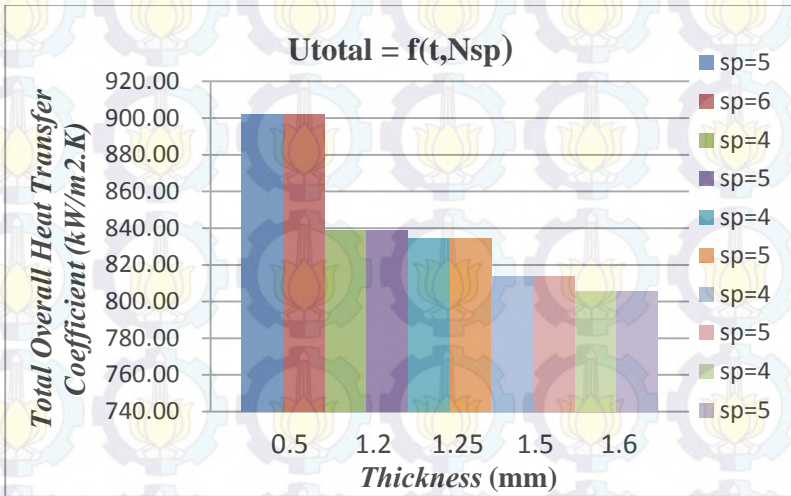
tebal (mm)	Nsp	dP desup	dP subcool	dP cond atas	dP cond bawah	dP total
0.5	5	0.01	5.15×10^{-7}	0.70	0.56	1.27
	6	0.01	5.15×10^{-7}	0.70	0.56	1.27
1.2	4	0.01	5.15×10^{-7}	0.70	0.56	1.27
	5	0.01	5.15×10^{-7}	0.70	0.56	1.27
1.25	4	0.01	5.15×10^{-7}	0.70	0.56	1.27
	5	0.01	5.15×10^{-7}	0.70	0.56	1.27
1.5	4	0.01	5.15×10^{-7}	0.70	0.56	1.27
	5	0.01	5.15×10^{-7}	0.70	0.56	1.27
1.6	4	0.01	5.15×10^{-7}	0.70	0.56	1.27
	5	0.01	5.15×10^{-7}	0.70	0.56	1.27

4.2.4 Analisis Hasil Perhitungan

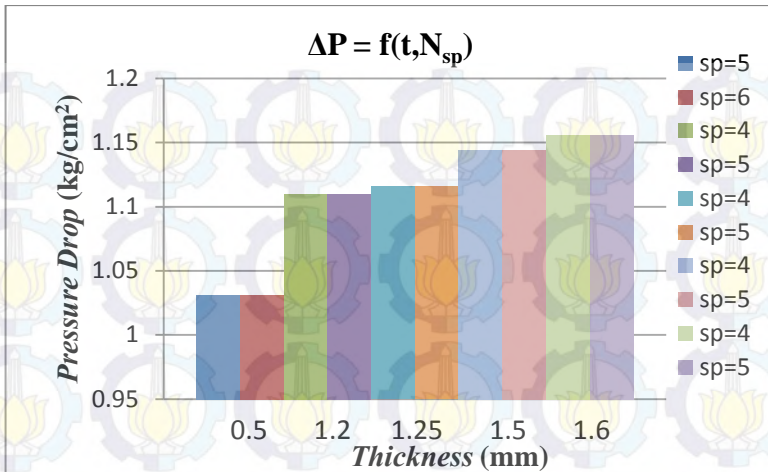
Perhitungan di atas mendapatkan perbandingan jumlah *tube* antara *desuperheating* dengan total bagian atas sebesar 0.0248 dan antara *subcooling* dengan total bagian bawah sebesar 0.0028. Perbandingan tersebut dimasukkan pada $\frac{ds}{top}$ dan $\frac{sb}{down}$, kemudian dilakukan dengan metode *trial and error* hingga angkanya sama. Perhitungan untuk mendapatkan jumlah *tube* longitudinal dilakukan dengan metode *trial and error* hingga sesuai dengan aturan peletakan *tube* pada *tube sheet*. Jumlah *tube* longitudinal pun diubah untuk mendapatkan nilai yang optimal. Hasil Perhitungan yang benar terdapat pada lampiran.

Hasil perhitungan *redesign* dari awal hingga *pressure drop* telah menghasilkan 3 buah grafik. Gambar 4.10 menunjukkan perbedaan *total overall heat transfer*

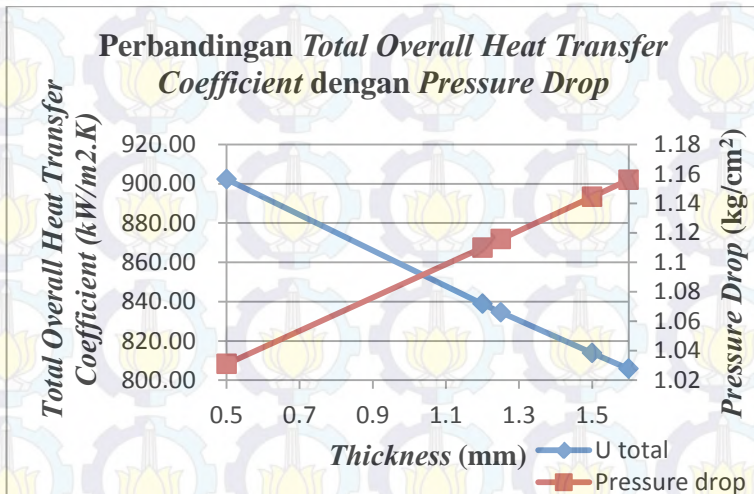
coefficient pada setiap ketebalan *tube* dan *support plate*. Hasil yang didapatkan relatif sama, akan tetapi terjadi perbedaan pada *thickness* 0.5 antara jumlah *support plate*. Gambar 4.11 menunjukkan perbedaan *pressure drop* pada setiap ketebalan *tube* dan *support plate*. Hasil yang didapatkan relatif sama, akan tetapi terjadi perbedaan pada *thickness* 0.5 antara jumlah *support plate*. Gambar 4.12 menunjukkan perbedaan tren dari *total overall heat transfer coefficient* yang semakin menurun dengan *pressure drop* yang semakin naik. Ketebalan *tube* optimal yang didapat dari gambar 4.12



Gambar 4.10 Grafik Pengaruh *Thickness* (*t*) dan Jumlah *Support Plate* (*sp*) terhadap *Overall Heat Transfer Coefficient*



Gambar 4.11 Grafik Pengaruh *Thickness* (*t*) dan Jumlah *Support Plate* (*sp*) terhadap *Pressure Drop*



Gambar 4.12 Grafik Perbandingan *Total Overall Heat Transfer Coefficient* dan *Pressure Drop* terhadap *Thickness*

Gambar 4.12 menjelaskan bahwa semakin besar ketebalan *tube*, maka *total overall heat transfer coefficient* menurun atau jumlah *tube* meningkat. Semakin besar ketebalan *tube*, *pressure drop* semakin meningkat. Gambar 4.12 pun menjelaskan bahwa ketebalan *tube* yang optimal adalah 0.5 mm. Ketebalan optimum didapatkan dengan persyaratan jumlah *tube* paling sedikit dan *pressure drop* terkecil. Data dimensi optimum dari *steam surface condenser* terdapat pada tabel 4.23, tabel 4.24 dan tabel 4.25.

Tabel 4.23 Data Dimensi *Tube* Optimum *Steam Surface Condenser*

<i>Tube</i>	
Jumlah <i>Tube Desuperheating</i>	840 buah
Jumlah <i>Tube Condensing Atas</i>	8120 buah
Jumlah <i>Tube Condensing Bawah</i>	6380 buah
Jumlah <i>Tube Subcooling</i>	60 buah
Jumlah Total <i>Tube</i>	15400 buah
Diameter Luar (do)	25 mm
Diameter dalam (di)	24 mm
ketebalan	0.5 mm
pitch (p)	75 mm
Panjang <i>Tube</i>	8.909 m
Jumlah Lалан	2
Kecepatan <i>Tube</i>	2.098 m/s
Susunan <i>Tube</i>	<i>Triangular 30°</i>
<i>Pressure Drop</i>	$2.4 \times 10^{-1} \text{ kg/cm}^2$
Material	Titanium Grade 2 (ASTM B338)

Tabel 4.24 Data Dimensi *Shell* Optimum *Steam Surface Condenser*

<i>Shell</i>	
Jumlah Luasan Zona <i>Desuperheating</i>	587.76 m ²
Jumlah Luasan Zona <i>Condensing</i> Atas	5681.66 m ²
Jumlah Luasan Zona <i>Condensing</i> Bawah	4464.16 m ²
Jumlah Luasan Zona <i>Subcooling</i>	41.98 m ²
Tinggi <i>Shell</i>	13 m
Lebar <i>Shell</i>	5.56 m
Luasan Total	10775.55 m ²
<i>Pressure Drop</i>	1.11 kg/cm ²

Tabel 4.25 Data Dimensi *Support Plate* Optimum *Steam Surface Condenser*

<i>Support Plate</i>	
Jumlah <i>Support Plate</i>	5 buah
Jarak antar <i>Support Plate</i>	1.25 m
Jarak <i>Support Plate</i> dengan <i>Shell</i>	1.95 m
Lebar <i>Support Plate</i>	2.78 m
Tebal <i>Support Plate</i>	10 mm
Material	Aluminium Brass

4.3. Analisis Performansi

Analisis performansi pada *heat exchanger* dilakukan dengan metode *Number of Transfer Unit* (NTU). Salah satu nilai untuk menentukan unjuk kerja *heat exchanger* dengan menggunakan *effectiveness*. *Effectiveness* merupakan perbandingan laju perpindahan panas aktual dengan laju perpindahan panas maksimum pada *heat exchanger*. Harga *effectiveness* antara 0 sampai 1. Nilai 0 untuk yang paling buruk dan nilai 1 untuk yang terbaik. Uji performansi *steam*

surface condenser dilakukan dengan memvariasikan *plugging* sebesar 0-20 %. Analisis perhitungan untuk mencari performansi *heat exchanger* sebagai berikut:

- Mencari Kapasitas Panas Fluida Dingin

$$C_c = \dot{m}_c C_{p_c}$$

$$C_c = 74.5861(4029.234)$$

$$C_c = 1.80 \times 10^7 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{K}}$$

- Mencari Kapasitas Panas Fluida Panas

$$C_h = \infty \text{ (Karena steam terjadi proses kondensasi)}$$

- Mencari C_r

Karena nilai $C_h > C_c$ maka $C_{min} = C_c$ dan $C_{max} = C_h$ sehingga:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$C_r = \frac{1.7959 \times 10^7}{\infty}$$

$$C_r = 0$$

- Mencari *Total Overall Heat Transfer Coefficient*

Perhitungan untuk mencari *Total Overall Heat Transfer Coefficient* dilakukan dengan mengasumsikan *plugging* = 0% terlebih dahulu, sehingga diperoleh:

$$U_{total} = \frac{Q_{total}}{N_{total} A_o \Delta T_{lm, total}}$$

$$U_{total} = \frac{178720400}{15400(0.699711)10.16891}$$

$$U_{total} = 1635.33 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

- Mencari NTU

$$NTU = \frac{U_{total} N_{total} A_0}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{1635.33(15400)0.699711}{1.7959 \times 10^7}$$

$$NTU = 0.98$$

- Mencari *Effectiveness*

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-0.981205)$$

$$\varepsilon = 0.63$$

- Mencari *Effectiveness* minimum

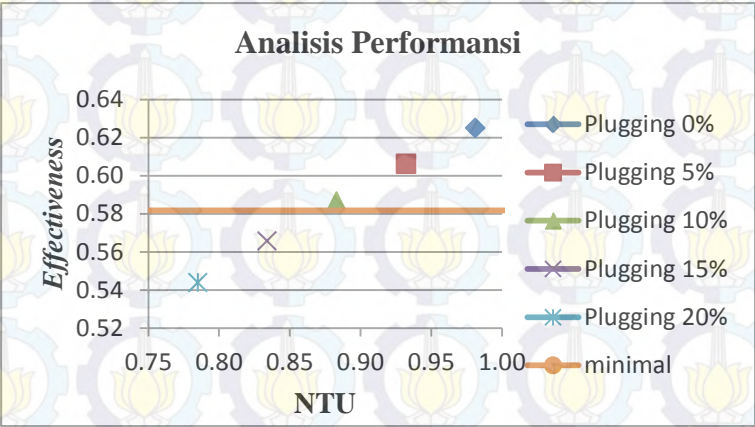
$$\varepsilon = \frac{(T_{c,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

$$\varepsilon = 0.58$$

Hasil perhitungan performansi dengan cara yang sama dengan variasi *plugging* 0-20 % ditampilkan pada tabel 4.24. Gambar 4.13 menunjukkan bahwa terjadi penurunan baik dari NTU maupun *effectiveness* selaras dengan bertambahnya *plugging*. Jumlah *plugging* yang dapat ditoleransi sebesar 10%, karena hanya jumlah *plugging* 0-10% saja yang berada di atas garis minimal.

Tabel 4.26 Analisis Performansi dengan Variasi *Plugging*

Plugging	Nt_hitung	Nt_baru	Cc	Ch	
0%	15400	15400	17959096.47	tak hingga	
5%	14630	14630	17959097.47	tak hingga	
10%	13860	13860	17959098.47	tak hingga	
15%	13090	13090	17959099.47	tak hingga	
20%	12320	12320	17959100.47	tak hingga	
Plugging	Cr	U (W/m ² K)	NTU	ε	ε min
0%	0	1635.33	0.98	0.63	0.58
5%	0	1635.33	0.93	0.61	0.58
10%	0	1635.33	0.88	0.59	0.58
15%	0	1635.33	0.83	0.57	0.58
20%	0	1635.33	0.78	0.54	0.58



Gambar 4.13 Grafik Hubungan ϵ -NTU terhadap Jumlah *Plugging*

LAMPIRAN A

Tabel A1. *Properties Of Superheated Water Vapor* ^[2]

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 0,06 \text{ bar} = 0,006 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 36,16^\circ\text{C}$)					$p = 0,35 \text{ bar} = 0,035 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 72,69^\circ\text{C}$)			
Sat.	23,739	2425,0	2567,4	8,3304	4,526	2473,0	2631,4	7,7158
80	27,132	2487,3	2650,1	8,5804	4,625	2483,7	2645,6	7,7564
120	30,219	2544,7	2726,0	8,7840	5,163	2542,4	2723,1	7,9644
160	33,302	2602,7	2802,5	8,9693	5,696	2601,2	2800,6	8,1519
200	36,383	2661,4	2879,7	9,1398	6,228	2660,4	2878,4	8,3237
240	39,462	2721,0	2957,8	9,2982	6,758	2720,3	2956,8	8,4828
280	42,540	2781,5	3036,8	9,4464	7,287	2780,9	3036,0	8,6314
320	45,618	2843,0	3116,7	9,5859	7,815	2842,5	3116,1	8,7712
360	48,696	2905,5	3197,7	9,7180	8,344	2905,1	3197,1	8,9034
400	51,774	2969,0	3279,6	9,8435	8,872	2968,6	3279,2	9,0291
440	54,851	3033,5	3362,6	9,9633	9,400	3033,2	3362,2	9,1490
500	59,467	3132,3	3489,1	10,1336	10,192	3132,1	3488,8	9,3194
$p = 0,70 \text{ bar} = 0,07 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 89,95^\circ\text{C}$)					$p = 1,0 \text{ bar} = 0,10 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 99,63^\circ\text{C}$)			
Sat.	2,365	2494,5	2660,0	7,4797	1,694	2506,1	2675,5	7,3594
100	2,434	2509,7	2680,0	7,5341	1,696	2506,7	2676,2	7,3614
120	2,571	2539,7	2719,6	7,6375	1,793	2537,3	2716,6	7,4668
160	2,841	2599,4	2798,2	7,8279	1,984	2597,8	2796,2	7,6597
200	3,108	2659,1	2876,7	8,0012	2,172	2658,1	2875,3	7,8343
240	3,374	2719,3	2955,5	8,1611	2,359	2718,5	2954,5	7,9949
280	3,640	2780,2	3035,0	8,3162	2,546	2779,6	3034,2	8,1445
320	3,905	2842,0	3115,3	8,4504	2,732	2841,5	3114,6	8,2849
360	4,170	2904,6	3196,5	8,5828	2,917	2904,2	3195,9	8,4175
400	4,434	2968,2	3278,6	8,7086	3,103	2967,9	3278,2	8,5435
440	4,698	3032,9	3361,8	8,8286	3,288	3032,6	3361,4	8,6636
500	5,095	3131,8	3488,5	8,9991	3,565	3131,6	3488,1	8,8342
$p = 1,5 \text{ bar} = 0,15 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 111,37^\circ\text{C}$)					$p = 3,0 \text{ bar} = 0,30 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 133,55^\circ\text{C}$)			
Sat.	1,159	2519,7	2693,6	7,2233	0,606	2543,6	2725,3	6,9919
120	1,188	2533,3	2711,4	7,2693				
160	1,317	2595,2	2792,8	7,4665	0,651	2587,1	2782,3	7,1276
200	1,444	2656,2	2872,9	7,6433	0,716	2650,7	2865,5	7,3115
240	1,570	2717,2	2952,7	7,8052	0,781	2713,1	2947,3	7,4774
280	1,695	2778,6	3032,8	7,9555	0,844	2775,4	3028,6	7,6299
320	1,819	2840,6	3113,5	8,0964	0,907	2838,1	3110,1	7,7722
360	1,943	2903,5	3195,0	8,2293	0,969	2901,4	3192,2	7,9061
400	2,067	2967,3	3277,4	8,3555	1,032	2965,6	3275,0	8,0330
440	2,191	3032,1	3360,7	8,4757	1,094	3030,6	3358,7	8,1538
500	2,376	3131,2	3487,6	8,6466	1,187	3130,0	3486,0	8,3251
600	2,685	3301,7	3704,3	8,9101	1,341	3300,8	3703,2	8,5892

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 5.0 \text{ bar} = 0.50 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 151.86^\circ\text{C}$)					$p = 7.0 \text{ bar} = 0.70 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 164.97^\circ\text{C}$)			
Sat.	0.3749	2561.2	2748.7	6.8213	0.2729	2572.5	2763.5	6.7080
180	0.4045	2609.7	2812.0	6.9656	0.2847	2599.8	2799.1	6.7880
200	0.4249	2642.9	2855.4	7.0592	0.2999	2634.8	2844.8	6.8865
240	0.4646	2707.6	2939.9	7.2307	0.3292	2701.8	2932.2	7.0641
280	0.5034	2771.2	3022.9	7.3865	0.3574	2766.9	3017.1	7.2233
320	0.5416	2834.7	3105.6	7.5308	0.3852	2831.3	3100.9	7.3697
360	0.5796	2898.7	3188.4	7.6660	0.4126	2895.8	3184.7	7.5063
400	0.6173	2963.2	3271.9	7.7938	0.4397	2960.9	3268.7	7.6350
440	0.6548	3028.6	3356.0	7.9152	0.4667	3026.6	3353.3	7.7571
500	0.7109	3128.4	3483.9	8.0873	0.5070	3126.8	3481.7	7.9299
600	0.8041	3299.6	3701.7	8.3522	0.5738	3298.5	3700.2	8.1956
700	0.8969	3477.5	3925.9	8.5952	0.6403	3476.6	3924.8	8.4391
$p = 10.0 \text{ bar} = 1.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 179.91^\circ\text{C}$)					$p = 15.0 \text{ bar} = 1.5 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 198.32^\circ\text{C}$)			
Sat.	0.1944	2583.6	2778.1	6.5865	0.1318	2594.5	2792.2	6.4448
200	0.2060	2621.9	2827.9	6.6940	0.1325	2598.1	2796.8	6.4546
240	0.2275	2692.9	2920.4	6.8817	0.1483	2676.9	2899.3	6.6628
280	0.2480	2760.2	3008.2	7.0465	0.1627	2748.6	2992.7	6.8381
320	0.2678	2826.1	3093.9	7.1962	0.1765	2817.1	3081.9	6.9938
360	0.2873	2891.6	3178.9	7.3349	0.1899	2884.4	3169.2	7.1363
400	0.3066	2957.3	3263.9	7.4651	0.2030	2951.3	3255.8	7.2690
440	0.3257	3023.6	3349.3	7.5883	0.2160	3018.5	3342.5	7.3940
500	0.3541	3124.4	3478.5	7.7622	0.2352	3120.3	3473.1	7.5698
540	0.3729	3192.6	3565.6	7.8720	0.2478	3189.1	3560.9	7.6805
600	0.4011	3296.8	3697.9	8.0290	0.2668	3293.9	3694.0	7.8385
640	0.4198	3367.4	3787.2	8.1290	0.2793	3364.8	3783.8	7.9391
$p = 20.0 \text{ bar} = 2.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 212.42^\circ\text{C}$)					$p = 30.0 \text{ bar} = 3.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 233.90^\circ\text{C}$)			
Sat.	0.0996	2600.3	2799.5	6.3409	0.0667	2604.1	2804.2	6.1869
240	0.1085	2659.6	2876.5	6.4952	0.0682	2619.7	2824.3	6.2265
280	0.1200	2736.4	2976.4	6.6828	0.0771	2709.9	2941.3	6.4462
320	0.1308	2807.9	3069.5	6.8452	0.0850	2788.4	3043.4	6.6245
360	0.1411	2877.0	3159.3	6.9917	0.0923	2861.7	3138.7	6.7801
400	0.1512	2945.2	3247.6	7.1271	0.0994	2932.8	3230.9	6.9212
440	0.1611	3013.4	3335.5	7.2540	0.1062	3002.9	3321.5	7.0520
500	0.1757	3116.2	3467.6	7.4317	0.1162	3108.0	3456.5	7.2338
540	0.1853	3185.6	3556.1	7.5434	0.1227	3178.4	3546.6	7.3474
600	0.1996	3290.9	3690.1	7.7024	0.1324	3285.0	3682.3	7.5085
640	0.2091	3362.2	3780.4	7.8035	0.1388	3357.0	3773.5	7.6106
700	0.2232	3470.9	3917.4	7.9487	0.1484	3466.5	3911.7	7.7571

Tabel A2. *Thermophysical Properties Of Selected Metallic Solid* ^[1]

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K				Properties at Various Temperatures (K)										
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)										
						100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	
Titanium	1953	4500	522	21.9	9.32	30.5 300	24.5 465	20.4 551	19.4 591	19.7 633	20.7 675	22.0 620	24.5 686			
Tungsten	3660	19300	132	174	68.3	87 208	122 186	137 159	142 137	145 125	148 118	152 113	157 107	167 100	176 95	
Uranium	1406	19070	116	27.6	12.5	21.7 94	25.1 108	29.6 125	34.0 146	38.8 176	43.9 180	49.0 161				
Vanadium	2192	6100	489	30.7	10.3	35.8 258	31.3 430	31.3 515	33.3 540	35.7 563	38.2 597	40.8 645	44.6 714	50.9 867		
Zinc	693	7140	389	116	41.8	117 297	118 367	111 402	103 436							
Zirconium	2125	6570	278	22.7	12.4	33.2 205	25.2 264	21.6 300	20.7 322	21.6 342	23.7 362	26.0 344	28.8 344	33.0 344		

^aAdapted from References 1–7.

Tabel A3. *Properties Of Saturated Water (Liquid – Vapor)* ^[2]
Temperature table.

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
.01	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	.01
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514	4
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257	5
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003	6
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501	8
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008	10
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765	11
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524	12
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285	13
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048	14
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814	15
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582	16
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351	17
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123	18
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897	19
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672	20
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450	21
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229	22
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011	23
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794	24
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580	25
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367	26
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156	27
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946	28
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739	29
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533	30
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329	31
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127	32
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927	33
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728	34
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531	35
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336	36
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950	38
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570	40
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648	45

Tabel A4 Thermophysical Properties of Saturated Water ^[1]

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars)	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vapor- ization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, σ · 10 ³ (N/m)	Expansion Coeffi- cient, β_f · 10 ⁴ (K ⁻¹)	Tempera- ture, T (K)
		v_f · 10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f · 10 ³	μ_g · 10 ³	k_f · 10 ³	k_g · 10 ³	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	38.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1632	8.09	574	38.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	38.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	38.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	39.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	39.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	39.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	39.7	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	39.8	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	39.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	39.6	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	39.5	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	39.4	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	39.3	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	39.2	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	39.1	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	39.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	39.0	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	39.0	2.02	0.960	61.4	679.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	39.0	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	39.0	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	39.0	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	39.0	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	39.0	1.61	0.999	57.8	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	39.0	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	39.0	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	39.0	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.533	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	39.0	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	39.0	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	39.0	1.09	1.10	47.2	1070	430

Tabel A5. Koefisien kerugian minor akibat bentuk *entrance* dan *exit* ^[7]

exit^[1]

Bentuk inlet & exit mempengaruhi harga K:

Entrance

Tipe

Koefisien
minor losses (K)

Reentrant

0,78

Square-edge

0,5

Rounded

r/D	0,02	0,06	≥ 0,15
K	0,28	0,15	0,04

Exits

Tipe

Koefisien
minor losses (K)

Reentrant

1,0

Square-edge

1,0

Rounded

1,0

Tabel A6. Konstanta untuk persamaan 2.4 ^[1]

Configuration	$Re_{D,max}$	C	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Tabel A7. *Properties of Seawater* ^[8]Density, kg/m³

Temp, °C	Salinity, g/kg												
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	999.8	1007.9	1016.0	1024.0	1032.0	1040.0	1048.0	1056.1	1064.1	1072.1	1080.1	1088.1	1096.2
10	999.7	1007.4	1015.2	1023.0	1030.9	1038.7	1046.6	1054.4	1062.2	1070.1	1077.9	1085.7	1093.6
20	998.2	1005.7	1013.4	1021.1	1028.8	1036.5	1044.1	1051.8	1059.5	1067.2	1074.9	1082.6	1090.3
30	995.7	1003.1	1010.7	1018.2	1025.8	1033.4	1040.9	1048.5	1056.1	1063.6	1071.2	1078.7	1086.3
40	992.2	999.7	1007.1	1014.6	1022.1	1029.5	1037.0	1044.5	1052.0	1059.4	1066.9	1074.4	1081.8
50	988.0	995.5	1002.9	1010.3	1017.7	1025.1	1032.5	1039.9	1047.3	1054.7	1062.1	1069.5	1076.9
60	983.2	990.6	998.0	1005.3	1012.7	1020.0	1027.4	1034.7	1042.1	1049.5	1056.8	1064.2	1071.5
70	977.8	985.1	992.5	999.8	1007.1	1014.5	1021.8	1029.1	1036.5	1043.8	1051.2	1058.5	1065.8
80	971.8	979.1	986.5	993.8	1001.1	1008.5	1015.8	1023.1	1030.5	1037.8	1045.1	1052.5	1059.8
90	965.3	972.6	980.0	987.3	994.7	1002.0	1009.4	1016.8	1024.1	1031.5	1038.8	1046.2	1053.5
100	958.4	965.7	973.1	980.5	987.9	995.2	1002.6	1010.0	1017.4	1024.8	1032.2	1039.6	1047.0
110	950.9	958.3	965.8	973.2	980.6	988.1	995.5	1003.0	1010.4	1017.8	1025.3	1032.7	1040.2
120	943.1	950.6	958.1	965.6	973.1	980.6	988.1	995.6	1003.1	1010.6	1018.1	1025.6	1033.1

Specific volume, m³/kg

	Salinity, g/kg												
Temp, °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	0.00100	0.00099	0.00098	0.00098	0.00097	0.00096	0.00095	0.00095	0.00094	0.00093	0.00093	0.00092	0.00091
10	0.00100	0.00099	0.00099	0.00098	0.00097	0.00096	0.00096	0.00095	0.00094	0.00093	0.00093	0.00092	0.00091
20	0.00100	0.00099	0.00099	0.00098	0.00097	0.00096	0.00096	0.00095	0.00094	0.00094	0.00093	0.00092	0.00092
30	0.00100	0.00100	0.00099	0.00098	0.00097	0.00097	0.00096	0.00095	0.00095	0.00094	0.00093	0.00093	0.00092
40	0.00101	0.00100	0.00099	0.00099	0.00098	0.00097	0.00096	0.00096	0.00095	0.00094	0.00094	0.00093	0.00092
50	0.00101	0.00100	0.00100	0.00099	0.00098	0.00098	0.00097	0.00096	0.00095	0.00095	0.00094	0.00094	0.00093
60	0.00102	0.00101	0.00100	0.00099	0.00099	0.00098	0.00097	0.00097	0.00096	0.00095	0.00095	0.00094	0.00093
70	0.00102	0.00102	0.00101	0.00100	0.00099	0.00099	0.00098	0.00097	0.00096	0.00096	0.00095	0.00094	0.00094
80	0.00103	0.00102	0.00101	0.00101	0.00100	0.00099	0.00098	0.00098	0.00097	0.00096	0.00096	0.00095	0.00094
90	0.00104	0.00103	0.00102	0.00101	0.00101	0.00100	0.00099	0.00098	0.00098	0.00097	0.00096	0.00096	0.00095
100	0.00104	0.00104	0.00103	0.00102	0.00101	0.00100	0.00100	0.00099	0.00098	0.00098	0.00097	0.00096	0.00096
110	0.00105	0.00104	0.00104	0.00103	0.00102	0.00101	0.00100	0.00100	0.00099	0.00098	0.00098	0.00097	0.00096
120	0.00106	0.00105	0.00104	0.00104	0.00103	0.00102	0.00101	0.00100	0.00100	0.00099	0.00098	0.00098	0.00097

Thermal conductivity, W/m K

	Salinity, g/kg												
Temp, °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	0.572	0.571	0.570	0.570	0.569	0.569	0.568	0.568	0.567	0.566	0.566	0.565	0.565
10	0.588	0.588	0.587	0.587	0.586	0.585	0.585	0.584	0.584	0.583	0.583	0.582	0.582
20	0.604	0.603	0.602	0.602	0.601	0.601	0.600	0.600	0.599	0.599	0.598	0.598	0.597
30	0.617	0.617	0.616	0.616	0.615	0.615	0.614	0.614	0.613	0.613	0.612	0.612	0.611
40	0.630	0.629	0.629	0.628	0.628	0.627	0.627	0.626	0.626	0.625	0.625	0.624	0.624
50	0.641	0.640	0.640	0.639	0.639	0.638	0.638	0.637	0.637	0.636	0.636	0.635	0.635
60	0.650	0.650	0.649	0.649	0.648	0.648	0.647	0.647	0.647	0.646	0.646	0.645	0.645
70	0.658	0.658	0.658	0.657	0.657	0.656	0.656	0.655	0.655	0.655	0.654	0.654	0.653
80	0.665	0.665	0.665	0.664	0.664	0.663	0.663	0.663	0.662	0.662	0.661	0.661	0.661
90	0.671	0.671	0.670	0.670	0.670	0.669	0.669	0.669	0.668	0.668	0.667	0.667	0.667
100	0.676	0.675	0.675	0.675	0.674	0.674	0.674	0.673	0.673	0.673	0.672	0.672	0.672
110	0.679	0.679	0.679	0.678	0.678	0.678	0.677	0.677	0.677	0.676	0.676	0.676	0.675
120	0.682	0.681	0.681	0.681	0.680	0.680	0.680	0.679	0.679	0.679	0.679	0.678	0.678

Dynamic viscosity $\times 10^3$, kg/m s

Temp, °C	Salinity, g/kg												
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	1.791	1.820	1.852	1.887	1.925	1.965	2.008	2.055	2.104	2.156	2.210	2.268	2.328
10	1.306	1.330	1.355	1.382	1.412	1.443	1.476	1.511	1.548	1.586	1.627	1.669	1.714
20	1.002	1.021	1.043	1.065	1.089	1.114	1.140	1.168	1.197	1.227	1.259	1.292	1.326
30	0.797	0.814	0.832	0.851	0.871	0.891	0.913	0.936	0.960	0.984	1.010	1.037	1.064
40	0.653	0.667	0.683	0.699	0.716	0.734	0.752	0.771	0.791	0.812	0.833	0.855	0.878
50	0.547	0.560	0.573	0.587	0.602	0.617	0.633	0.649	0.666	0.684	0.702	0.721	0.740
60	0.466	0.478	0.490	0.502	0.515	0.528	0.542	0.556	0.571	0.586	0.602	0.618	0.635
70	0.404	0.414	0.425	0.436	0.447	0.459	0.471	0.484	0.497	0.510	0.524	0.538	0.553
80	0.354	0.364	0.373	0.383	0.393	0.404	0.415	0.426	0.437	0.449	0.462	0.474	0.487
90	0.315	0.323	0.331	0.340	0.349	0.359	0.369	0.379	0.389	0.400	0.411	0.422	0.434
100	0.282	0.289	0.297	0.305	0.313	0.322	0.331	0.340	0.350	0.359	0.369	0.380	0.390
110	0.255	0.262	0.269	0.276	0.283	0.291	0.299	0.308	0.316	0.325	0.334	0.344	0.354
120	0.232	0.238	0.245	0.251	0.258	0.265	0.273	0.280	0.288	0.297	0.305	0.314	0.323

Prandtl number

	Salinity, g/kg												
Temp. °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	13.18	13.21	13.25	13.31	13.40	13.50	13.63	13.78	13.94	14.13	14.34	14.56	14.81
10	9.32	9.36	9.41	9.48	9.56	9.65	9.76	9.87	10.00	10.14	10.30	10.46	10.64
20	6.95	7.00	7.06	7.12	7.19	7.27	7.36	7.46	7.56	7.67	7.79	7.92	8.05
30	5.40	5.45	5.51	5.57	5.63	5.70	5.78	5.86	5.94	6.03	6.13	6.23	6.33
40	4.34	4.38	4.43	4.49	4.54	4.60	4.67	4.74	4.81	4.88	4.96	5.04	5.13
50	3.57	3.61	3.66	3.71	3.76	3.81	3.87	3.93	3.99	4.05	4.12	4.18	4.25
60	3.00	3.04	3.08	3.12	3.17	3.22	3.27	3.32	3.37	3.42	3.48	3.54	3.60
70	2.57	2.60	2.64	2.68	2.72	2.76	2.81	2.85	2.90	2.94	2.99	3.04	3.09
80	2.23	2.27	2.30	2.33	2.37	2.41	2.45	2.49	2.53	2.57	2.61	2.66	2.70
90	1.97	2.00	2.03	2.06	2.09	2.13	2.16	2.20	2.23	2.27	2.31	2.35	2.39
100	1.76	1.78	1.81	1.84	1.87	1.90	1.93	1.96	1.99	2.03	2.06	2.10	2.13
110	1.59	1.61	1.63	1.66	1.69	1.71	1.74	1.77	1.80	1.83	1.86	1.89	1.93
120	1.45	1.47	1.49	1.51	1.54	1.56	1.59	1.61	1.64	1.67	1.70	1.73	1.76

LAMPIRAN B

Tabel B1. Data Kondisi Awal Kondensor

SPESIFIKASI CONDENSOR	
Jumlah	1 set/Unit
Tipe	Datar dua laluan aliran
Kemampuan	1.35423×10^8
Pengembunan	268.510 kg/h
Panas Terkandung Dalam Uap	550.2 Kcal/kg
Permukaan Kondensor	6080 m^2
Tekanan Absolut	65 mmHg
Faktor Kebersihan	85 %
Koefisien Pemindahan Panas Keseluruhan	$2951 \text{ Kcal/m}^2\text{s}^\circ\text{C}$
Kandungan Oksigen Dalam Air Kondensat	0.01 CC/Lt
Kapasitas Hotwell	30 m^3

COOLING WATER	
Media Pendingin	Sea Water
Jumlah	244 m ³
Inlet Temperatur	30 °C
Kecepatan Aliran Dalam Tube	2.096 m/s
Jumlah Laluan Air	2 full reverse flow
Kenaikan Suhu	9.25 °C
Pressure Drop Through	4.3 mAq
KONDENSOR TUBE	
Diameter Luar	25 mm
Ketebalan	1.25 mm
Jumlah Total	15136 tube
Panjang Efektif	8.909 mm
Panjang Keseluruhan	8.967 mm

Data Material Condensor		
BAGIAN	TEBAL	BAHAN
Shell Plat & Hot Well	16.19 mm	ROLLED STELL PLATE JIS G 3101SS41
Water Box	28 mm	ROLLED STELL PLATE JIS G 3101SS41
Cover Water Box	28 mm	ROLLED STELL PLATE JIS G 3101SS41
Tube Plat	16 mm	NAVAL BRASE JIS H 3203NBS PI
Plat Penyangga	16 mm	ROLLED STELL PLATE JIS G 3101SS41
Cooling Water	25 mm OD x 1.25 mm	AIR COOLING ZONE TITANIUM JIS H 4631 TTH 35 W
Exhaust Neck & Expansion Joint		JIS 4304 SUS 304
Baut Water Box		JIS 4107 SMB7
Mur Waterbot		JIS 4051 S45C
Tube		JIS H 3300C6870T

Sumber: Rendal PT PJB UP Gresik Unit 3 dan 4

Tabel B2. Data perhitungan

Data			
Steam			
Mass Flowrate	\dot{m}	74.58611111	kg/s
Temperature Inlet	T_{in}	47	C
Temperature Hotwell	T_{out}	44	C
Pressure	p	70	mmHg
Temperature of Condensation	T_{cond}	44.41051559	C

Circulate Water			
Temperature Inlet	T_{in}	30	C
Temperature Outlet	T_{out}	39.89	C
Temperature Film	T_f	34.945	C
Salinitas		23	g/kg
Density	ρ	1011.658718	kg/m ³
Heat Capacity	C_p	4.061022	kJ/kg K
Kecepatan awal	v	2.098	m/s

Design Surface Condenser			
Length of Tube	L	8.909	m
Yielt strength of SP		275790292	Pa
Thermal Conduction of <i>tube</i>	k	21.63375	W/m.K
Modulus Elasticity Of <i>tube</i>	e	1.03E+11	Pa
Height of Surface Condenser	h	19.31	m
Width of <i>Suport Plate</i>	w	2.78	m
Density of tube		4510	kg/m ³
Tube pitch	p	75	Mm

Properties					
Steam					
Zona Desuperheating (ds)			Zona Condensing Atas (cda)		
Tf,ds	45.70526	C	Tf,cda	44.41051559	C
Pr	0.891151567		kf	0.636892619	W/m K
k	0.020922315	W/m K	Cp	4179.482103	J/kg K
Cp	4179.741052	J/kg K	μ_f	0.000604966	Ns/m ²
μ	9.83818E-06	Ns/m ²	ρ_g	0.063547877	kg/m ³
ρ	0.66780808	kg/m ³	ρ_f	990.135069	kg/m ³
Tsur	42.61551387	C	Tsur	40.91485069	C
Prs	0.884354131		hfg	2396.214763	kJ/kg
hg,i	2583.2	kJ/kg			
hg,cd	2582.150718	kJ/kg			

Properties						
Steam						
Zona Condensing Bawah (cdb)			Zona Subcooling (sc)			
Tf,cdb	44.41052	C	Tf,sc	44.20526	C	
kf	0.636893	W/m K	Pr	4.417116		
Cp	4179.482	J/kg K	k	0.638446	W/m K	
μ_f	0.000605	Ns/m ²	Cp	4179.441	J/kg K	
ρ_g	0.063548	kg/m ³	μ	0.000607	Ns/m ²	
ρ_f	990.1351	kg/m ³	ρ	990.7305	kg/m ³	
Tsur	38.44595	C	Tsur	37.45548	C	
hfg	2396.215	kJ/kg	Prs	4.578096		
			hf,cd	185.9883	kJ/kg	
			hf,o	184.274	kJ/kg	

Properties					
Seawater					
Zona Desuperheating (ds)			Zona Condensing Atas (cda)		
Tf,ds	37.05327	C	Tf,cda	37.41919	C
ρ	1010.410823	kg/m ³	ρ	1010.279093	kg/m ³
k	0.624581793	W/m K	k	0.625006	W/m K
μ	0.000738076	Ns/m ²	μ	0.000733099	Ns/m ²
Inlet			Outlet		
Tc,i	30	C	Tc,o	39.89	C
hf	121.89	kJ/kg	hf	162.09	kJ/kg

Properties					
Seawater					
Zona Condensing Bawah (cdb)			Zona Subcooling (sc)		
Tf,cdb	32.48138	C	Tf,sc	30.70571	C
ρ	1012.057	kg/m ³	ρ	1012.696	kg/m ³
k	0.619278	W/m K	k	0.617219	W/m K
μ	0.0008	Ns/m ²	μ	0.000824	Ns/m ²
Waterbox					
Tbox	34.945	C			
hf	141.9914	kJ/kg			

Properties		
Tube		
T	315.6155	K
k	21.66577	W/m K

Asumsi		
Ts_desuperheating	42.62	C
Ts_subcooling	37.46	C
C2 desuperheating	0.956	
C2 subcooling	0.76	
χ desuperheating 1	1.075	
χ desuperheating 2	1.175	
χ subcooling in	1	
f_desuperheating_1	0.4	
f_desuperheating_2	0.6	
f_subcooling_in	0.5	
NL_desuperheating	8	
NL_subcooling	1	
NL_condensing_atas	80	
NL_condensing_bawah	64	
ds/top	0.0492	
sc/bottom	0.0042	
Tbox	34.95	
Ts,cda	40.91	C
Ts,cdb	38.45	C
Pr,ds	4.80	
Pr,cda	4.77	
Pr,cdb	5.25	
Pr,sc	5.43	

Analisis		
Termodinamika pada <i>steam</i>		
$Q_{desuperheating}$	343.79	kJ/s
$Q_{condensing}$	178720.44	kJ/s
$Q_{subcooling}$	127.86	kJ/s
Q_{total}	179192.09	kJ/s
Termodinamika pada <i>seawater</i>		
$mass\ flow_c$	4457.20	kg/s
m1	18.72	kg/s
h1	128.72	kJ/kg
T1	31.68	C
m2	4438.48	kg/s
h2	142.05	kJ/kg
T2	34.96	C
m4	219.29	kg/s
h4	143.56	kJ/kg
T4	35.33	C
m5	4237.90	kg/s
h5	163.05	kJ/kg
T5	40.13	C
ΔT_{lm}		
Zona Desuperheating	8.63	C
Zona Condensing atas	6.69	C
Zona Condensing bawah	8.53	C
Zona Subcooling	13.49	C
Total	10.17	C

<i>Tube bundle</i>		
S_T	75	mm
S_L	64.95	mm
P_T	3	
P_L	2.60	
P_T/P_L	1.15	

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Zona Desuperheating		
		Re,i	Nud,i	hi
24	0.5	11624.46	78.20	2027.94
22.6	1.2	10946.37	74.53	2052.46
22.5	1.25	10897.93	74.27	2054.28
22	1.5	10655.75	72.94	2063.53
21.8	1.6	10558.88	72.41	2067.31

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Zona Condensing atas		
		Re,i	Nud,i	hi
24	0.5	12132.25	79.39	2067.83
22.6	1.2	11424.54	75.66	2092.84
22.5	1.25	11373.98	75.39	2094.69
22	1.5	11121.23	74.05	2104.13
21.8	1.6	11020.13	73.51	2107.98

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Zona Condensing bawah		
		Re,i	Nud,i	hi
24	0.5	11109.80	76.98	1986.26
22.6	1.2	10461.73	73.36	2010.28
22.5	1.25	10415.44	73.10	2012.06
22	1.5	10183.98	71.80	2021.13
21.8	1.6	10091.40	71.28	2024.82

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Zona Subcooling		
		Re,i	Nud,i	hi
24	0.5	10815.00	76.26	1961.78
22.6	1.2	10184.12	72.68	1985.50
22.5	1.25	10139.06	72.43	1987.27
22	1.5	9913.75	71.13	1996.22
21.8	1.6	9823.62	70.62	1999.87

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	I	Wt	Wm	We
24	0.5	2.88874E-09	0.46	0.17	0.63
22.6	1.2	6.36905E-09	0.41	0.40	0.81
22.5	1.25	6.5942E-09	0.40	0.42	0.82
22	1.5	7.67575E-09	0.38	0.50	0.88
21.8	1.6	8.08822E-09	0.38	0.53	0.91

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Lsp1	Lsp	Lsp2	tsp
24	0.5	1.25	1.19	1.40	2.71899E-06
22.6	1.2	1.43	1.36	1.61	3.11251E-06
22.5	1.25	1.44	1.37	1.62	3.12777E-06
22	1.5	1.47	1.40	1.65	3.19113E-06
21.8	1.6	1.48	1.41	1.66	3.21152E-06

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	tsp_new	Nsp
24	0.5	0.01	5.83
22.6	1.2	0.01	4.94
22.5	1.25	0.01	4.91
22	1.5	0.01	4.79
21.8	1.6	0.01	4.76

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	Lsp1_act	Lsp2_act	Asp1	Asp2
24	0.5	5	1.25	1.95	3.47	5.43
		6	1.25	1.33	3.47	3.70
22.6	1.2	4	1.43	2.31	3.98	6.42
		5	1.43	1.59	3.98	4.43
22.5	1.25	4	1.44	2.30	4.00	6.39
		5	1.44	1.58	4.00	4.39
22	1.5	4	1.47	2.25	4.08	6.27
		5	1.47	1.52	4.08	4.23
21.8	1.6	4	1.48	2.24	4.10	6.23
		5	1.48	1.50	4.10	4.18

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	Zona Desuperheating				
			v_ds(m/s)	vmax_ds(m/s)	Redm_ds	Nudm_ds	ho_ds
24	0.5	5	22.55	33.82	5739.46	69.26	57.96
		6	22.55	33.82	5739.46	69.26	57.96
22.6	1.2	4	22.55	33.82	5739.46	69.26	57.96
		5	22.55	33.82	5739.46	69.26	57.96
22.5	1.25	4	22.55	33.82	5739.46	69.26	57.96
		5	22.55	33.82	5739.46	69.26	57.96
22	1.5	4	22.55	33.82	5739.46	69.26	57.96
		5	22.55	33.82	5739.46	69.26	57.96
21.8	1.6	4	22.55	33.82	5739.46	69.26	57.96
		5	22.55	33.82	5739.46	69.26	57.96

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	Zona Subcooling				
			v_sc(m/s)	vmax_sc(m/s)	Redm_sc	Nudm_sc	ho_sc
24	0.5	5	0.00304	0.00456	185.99	12.32	314.73
		6	0.00304	0.00456	185.99	12.32	314.73
22.6	1.2	4	0.00304	0.00456	185.99	12.32	314.73
		5	0.00304	0.00456	185.99	12.32	314.73
22.5	1.25	4	0.00304	0.00456	185.99	12.32	314.73
		5	0.00304	0.00456	185.99	12.32	314.73
22	1.5	4	0.00304	0.00456	185.99	12.32	314.73
		5	0.00304	0.00456	185.99	12.32	314.73
21.8	1.6	4	0.00304	0.00456	185.99	12.32	314.73
		5	0.00304	0.00456	185.99	12.32	314.73

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	Zona Condensing atas			
			F	Re	hm	hm,N
24	0.5	5	0.14	1383877.47	19834.68	14344.75
		6	0.14	1383877.89	19834.69	14344.76
22.6	1.2	4	0.14	1383877.29	19834.68	14344.75
		5	0.14	1383877.77	19834.69	14344.75
22.5	1.25	4	0.14	1383877.30	19834.68	14344.75
		5	0.14	1383877.78	19834.69	14344.76
22	1.5	4	0.14	1383877.34	19834.68	14344.75
		5	0.14	1383877.83	19834.69	14344.76
21.8	1.6	4	0.14	1383877.35	19834.68	14344.75
		5	0.14	1383877.85	19834.69	14344.76

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	Zona Condensing bawah			
			F	Re	hm	hm,N
24	0.5	5	0.08	1383877.47	19039.16	13952.19
		6	0.08	1383877.89	19039.16	13769.42
22.6	1.2	4	0.08	1383877.29	19039.16	13769.42
		5	0.08	1383877.77	19039.16	13769.42
22.5	1.25	4	0.08	1383877.30	19039.16	13769.42
		5	0.08	1383877.78	19039.16	13769.42
22	1.5	4	0.08	1383877.34	19039.16	13769.42
		5	0.08	1383877.83	19039.16	13769.42
21.8	1.6	4	0.08	1383877.35	19039.16	13769.42
		5	0.08	1383877.85	19039.16	13769.42

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	U_ds	U_cda	U_cdb	U_sc	Ao
24	0.5	5	57.46	2535.89	2489.85	284.59	0.70
		6	56.88	2535.89	2484.63	284.59	0.70
22.6	1.2	4	56.74	2292.74	2249.46	281.21	0.70
		5	56.74	2292.74	2249.46	281.21	0.70
22.5	1.25	4	56.73	2277.26	2234.46	280.97	0.70
		5	56.73	2277.26	2234.46	280.97	0.70
22	1.5	4	56.68	2203.07	2162.52	279.80	0.70
		5	56.68	2203.07	2162.52	279.80	0.70
21.8	1.6	4	56.66	2174.81	2135.10	279.34	0.70
		5	56.66	2174.81	2135.10	279.34	0.70

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	At_ds	At_cda	At_cdb	At_sc
24	0.5	5	587.76	5681.66	4464.16	41.98
		6	587.76	5681.66	4464.16	41.98
22.6	1.2	4	587.76	6269.41	4772.03	41.98
		5	587.76	6269.41	4772.03	41.98
22.5	1.25	4	587.76	6269.41	4925.97	41.98
		5	587.76	6269.41	4925.97	41.98
22	1.5	4	587.76	6465.33	5079.90	41.98
		5	587.76	6465.33	5079.90	41.98
21.8	1.6	4	587.76	6465.33	5079.90	41.98
		5	587.76	6465.33	5079.90	41.98

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	N_ds	N_cda	N_cdb	N_sc	Ntotal
24	0.5	5	840	8120	6380	60	15400
		6	840	8120	6380	60	15400
22.6	1.2	4	840	8960	6820	60	16680
		5	840	8960	6820	60	16680
22.5	1.25	4	840	8960	7040	60	16900
		5	840	8960	7040	60	16900
22	1.5	4	840	9240	7260	60	17400
		5	840	9240	7260	60	17400
21.8	1.6	4	840	9240	7260	60	17400
		5	840	9240	7260	60	17400

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	Nds / Ntop	Nsb /Ndown
24	0.5	5	0.0930	0.0076
		6	0.0939	0.0076
22.6	1.2	4	0.0858	0.0069
		5	0.0858	0.0069
22.5	1.25	4	0.0853	0.0069
		5	0.0853	0.0069
22	1.5	4	0.0828	0.0067
		5	0.0828	0.0067
21.8	1.6	4	0.0819	0.0066
		5	0.0819	0.0066

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	Nt_ds	Nt_cda	Nt_cdb	Nt_sc
24	0.5	5	42	58	58	6
		6	42	58	58	6
22.6	1.2	4	42	64	62	6
		5	42	64	62	6
22.5	1.25	4	42	64	64	6
		5	42	64	64	6
22	1.5	4	42	66	66	6
		5	42	66	66	6
21.8	1.6	4	42	66	66	6
		5	42	66	66	6

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	dP_ds	dP_sc	dP_cda	dP_cdb	dP total_shell
24	0.5	5	0.02	0.000002575	0.61	0.48	1.11
		6	0.02	0.000002575	0.61	0.48	1.11
22.6	1.2	4	0.02	0.000002575	0.61	0.48	1.11
		5	0.02	0.000002575	0.61	0.48	1.11
22.5	1.25	4	0.02	0.000002575	0.61	0.48	1.11
		5	0.02	0.000002575	0.61	0.48	1.11
22	1.5	4	0.02	0.000002575	0.61	0.48	1.11
		5	0.02	0.000002575	0.61	0.48	1.11
21.8	1.6	4	0.02	0.000002575	0.61	0.48	1.11
		5	0.02	0.000002575	0.61	0.48	1.11

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	e	f	hl_mayor
24	0.5	5	0.00190	0.03	20.42
		6	0.00190	0.03	20.42
22.6	1.2	4	0.00202	0.03	21.69
		5	0.00202	0.03	21.69
22.5	1.25	4	0.00203	0.03	21.79
		5	0.00203	0.03	21.79
22	1.5	4	0.00208	0.03	22.28
		5	0.00208	0.03	22.28
21.8	1.6	4	0.00210	0.03	22.49
		5	0.00210	0.03	22.49

diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	square- edge(k)	Fitting (k)	At/Ab	Exit (k)	K_total
24	0.5	5	0.5	0	1.25177E-05	1	1.5
		6	0.5	0	1.25177E-05	1	1.5
22.6	1.2	4	0.5	0	1.10999E-05	1	1.5
		5	0.5	0	1.10999E-05	1	1.5
22.5	1.25	4	0.5	0	1.10019E-05	1	1.5
		5	0.5	0	1.10019E-05	1	1.5
22	1.5	4	0.5	0	1.05183E-05	1	1.5
		5	0.5	0	1.05183E-05	1	1.5
21.8	1.6	4	0.5	0	1.0328E-05	1	1.5
		5	0.5	0	1.0328E-05	1	1.5

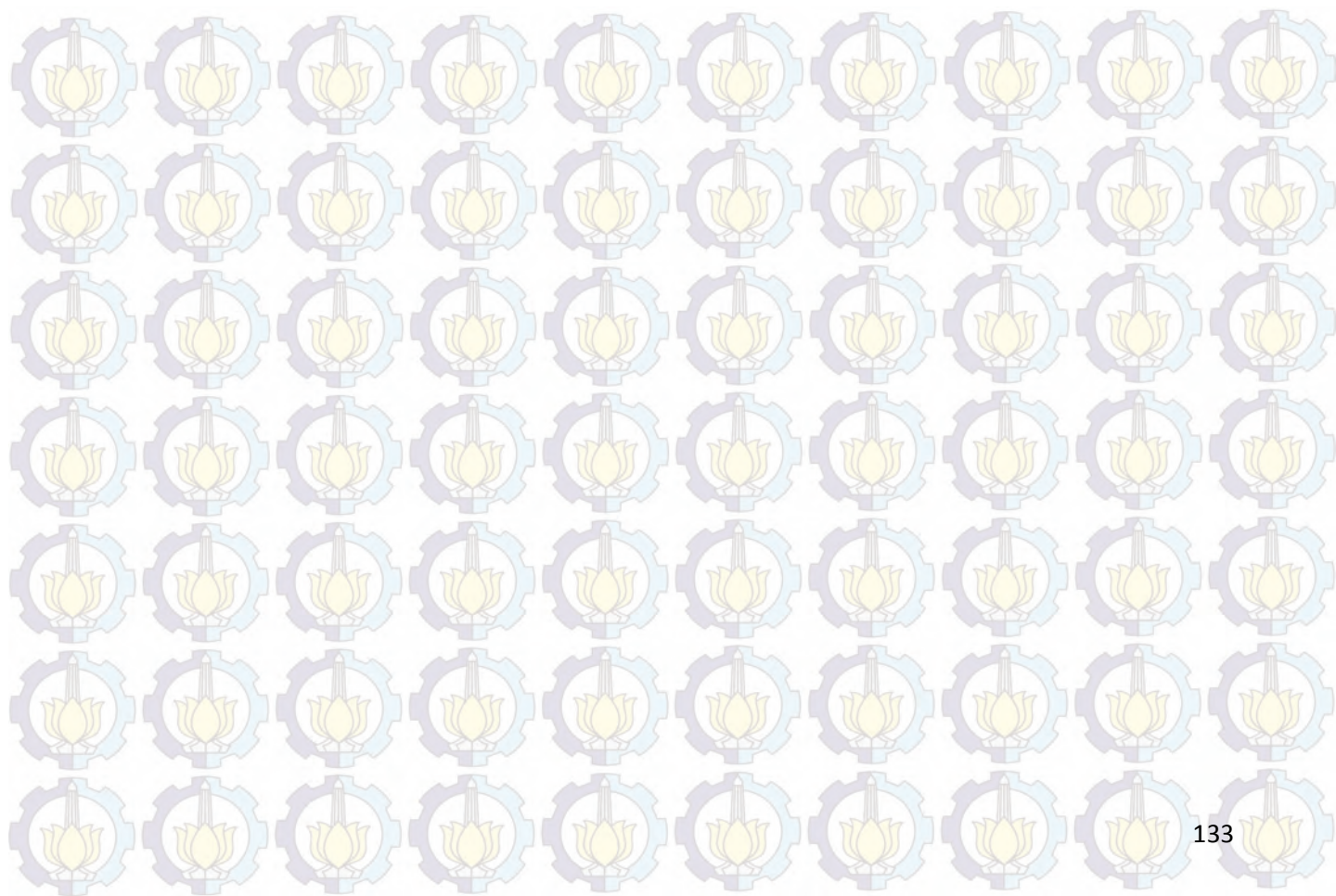
diameter dalam tube (mm)	thickness (mm)	Nsp	hl_minor	hl_total	dP_tube	dP_total
24	0.5	5	3.30	23.73	0.24	1.35
		6	3.30	23.73	0.24	1.35
22.6	1.2	4	3.30	24.99	0.25	1.36
		5	3.30	24.99	0.25	1.36
22.5	1.25	4	3.30	25.09	0.25	1.36
		5	3.30	25.09	0.25	1.36
22	1.5	4	3.30	25.58	0.26	1.37
		5	3.30	25.58	0.26	1.37
21.8	1.6	4	3.30	25.79	0.26	1.37
		5	3.30	25.79	0.26	1.37
23	1	5	3.30	23.73	0.24	1.35
		6	3.30	23.73	0.24	1.35

Uji Performansi					
Plugging	Nt_hitung		Nt_baru	Cc	Ch
0%	15400		15400	17959096.47	tak hingga
5%	14630		14630	17959097.47	tak hingga
10%	13860		13860	17959098.47	tak hingga
15%	13090		13090	17959099.47	tak hingga
20%	12320		12320	17959100.47	tak hingga
Uji Performansi					
Plugging	Cr	U (W/m ² K)	NTU	Eff	Eff minimum
0%	0	1635.33	0.98	0.63	0.58
5%	0	1635.33	0.93	0.61	0.58
10%	0	1635.33	0.88	0.59	0.58
15%	0	1635.33	0.83	0.57	0.58
20%	0	1635.33	0.78	0.54	0.58

B3. Tabel Komparasi Data *Existing* dengan *Re-design*

SPESIFIKASI KONDENSOR		
Keterangan	<i>Existing</i>	<i>Redesign</i>
Jumlah	1 set/Unit	1 set/Unit
Tipe	Datar dua laluan aliran	Datar dua laluan aliran
Tekanan Absolut	65 mmHg	70 mmHg
Permukaan Kondensor	6080 m ²	10775.55 m ²
Kapasitas Hotwell	30 m ³	30 m ³
Lebar <i>shell</i>	5.56 m	5.56 m
Tinggi <i>shell</i>	13 m	13 m
Faktor Kebersihan	85%	85%
Jumlah <i>Support Plate</i>	7	5

<i>COOLING WATER</i>		
<i>Keterangan</i>	<i>Existing</i>	<i>Redesign</i>
Fluida Pendingin	Sea Water	Sea Water
Inlet Temperatur	30 °C	30 °C
Kecepatan Aliran Dalam <i>Tube</i>	2.096 m/s	2.096 m/s
Jumlah Laluan Air	2 full reverse flow	2 full reverse flow
Kenaikan Suhu	9.25 °C	9.89 °C
<i>Pressure Drop Through</i>	4.3 mAq	2.4 mAq
<i>CONDENSER TUBE</i>		
<i>Keterangan</i>	<i>Existing</i>	<i>Redesign</i>
Diameter Luar	25 mm	25 mm
Ketebalan	1.25 mm	0.5 mm
<i>Tube Pitch</i>	75 mm	75 mm
Jumlah Total	15136 tube	15400 tube
Panjang Efektif	8.909 mm	8.909 mm
Material	Aluminium Brass	Titanium Grade 2



BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang didapat dari hasil perancangan adalah sebagai berikut:

1. Dimensi *Tube*

Material	: Titanium <i>Grade 2</i>
Jumlah total	: 15400 buah
Diameter luar	: 25 mm
Ketebalan	: 0.5 mm
<i>Tube pitch</i>	: 75 mm
Panjang efektif	: 8.909 m
Jumlah laluan	: 2
Kecepatan <i>sea water</i>	: 2.098 m/s
Susunan	: <i>Staggered Triangular</i> 30°

Pressure drop : $2.4 \times 10^{-1} \text{ kg/cm}^2$

2. Dimensi Zona *Desuperheating*

Jumlah <i>tube</i>	: 840 buah
Luasan zona	: 587.76 m^2

3. Dimensi Zona *Condensing Atas*

Jumlah <i>tube</i>	: 8120 buah
Luasan zona	: 5681.66 m^2

4. Dimensi Zona *Condensing Bawah*

Jumlah <i>tube</i>	: 6380 buah
Luasan zona	: 4464.16 m^2

5. Dimensi Zona *Subcooling*

Jumlah <i>tube</i>	: 60 buah
Luasan zona	: 41.98 m^2

6. Dimensi *Support Plate*

Material	: Aluminium Brass
Jumlah	: 5 buah
Jarak antar <i>support plate</i>	: 1.250 m
Jarak <i>support plate</i> dengan <i>shell</i>	: 1.95 m

- Lebar : 2.78 m
Tebal : 10 mm
7. Dimensi *Shell*
Tinggi : 13 m
Lebar : 5.56 m
Luasan total : 10775.55 m²
Pressure drop : 1.11 kg/cm²
8. Nilai NTU dan *effectiveness* sebesar 0.98 dan 0.63 saat jumlah *plugging* 0%
9. Nilai NTU dan *effectiveness* yang cenderung menurun apabila jumlah *plugging* semakin meningkat.
10. Jumlah *plugging* yang diijinkan sejumlah 10% atau jumlah *tube* yang tidak ter-*plugging* sebesar 13860 buah

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan perancangan antara lain:

1. Perhitungan perancangan sebaiknya menggunakan *software* khusus sehingga hasil perhitungan lebih akurat.
2. Dilakukan perancangan pada sistem air pendinginan agar dapat menunjang *steam surface condenser* lebih baik lagi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, & Adrienne S. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken : John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.
- [2] Moran, Michael J. Shapiro, & Howard N. 2005. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. England : John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Shouthern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ.
- [3] Kakac, Sadic. Liu, Hongtan. 2002. *Heat Exchanger Selections, Rating, and Thermal Design*. CRC Press LLC, 2000 N. W. Boca Raton, Florida : Corporate Blvd.
- [4] Kakac, Sadic. 1991. *Heat Transfer in Condensation in California*, P J Marto. *Boilers, Evaporators & Condensers*. Colar Gablers, Florida : John Wiley & Sons, Inc.
- [5] Inc.,Heat Exchanger of Institute. 2006. *Standards of Steam Surface Condensers*. Ohio : Heat Exchanger of Institute, Inc.
- [6] Palen, Joseph W. 1986. *Heat Exchanger Sourcebook*. USA : Hemisphere Publishing Corporation.
- [7] Fox, Robert W. Pritchard, Philip J. McDonald, & Alan T. 2003. *Introduction To Fluid Mechanics*. Asia : John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.
- [8] Sharqawy, Mostafa H, John H. Lienhard V & Syed M. Zubair. 2010. *Thermophysical Properties of Seawater: A Review of Existing Correlations and D ata*. Amerika : Desalination and Water Treatment.
- [9] Ramadhan, Parrama. 2011. *Analisa Penggantian Material Tube Kondensor Unit 3 dan 4 di PT PJB UP Gresik Ditinjau Dari Unjuk Kerja dan Biaya Maintenance, Plugging Serta Derating*. Surabaya : ITS.
- [10] Kusumadewi, Tri Vicca. 2012. *Re-design dan Penentuan Waktu Maintenance kondensor unit 3 P T. PJB UP Gresik dengan Analisis Termodinamika dan P erpindahan Massa*. Surabaya : ITS.



BIODATA PENULIS



Bobby Andrianto lahir di kota Surabaya, 27 Maret 1993, merupakan anak tunggal. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Krisna Murti Surabaya, SDK Santa Theresia I Surabaya, SMPK Santa Agnes Surabaya dan SMAK Frateran Surabaya. Setelah lulus dari SMAK tahun 2011, penulis mengikuti SBMPTN dan diterima di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS pada tahun 2011 serta terdaftar dengan NRP. 2111100081.

Di Jurusan Teknik Mesin ini, penulis mengambil Bidang Studi Konversi Energi di Laboratorium Termodinamika dan Perpindahan Panas. Penulis sempat aktif di beberapa kegiatan kemahasiswaan. Penulis aktif dalam organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) dengan jabatan Staf Departemen Pengembangan Sumber Daya Mahasiswa pada periode 2012-2013 dan Kepala Biro Kaderisasi Departemen Pengembangan Sumber Daya Mahasiswa. Selain itu, penulis pernah mengikuti pelatihan-pelatihan yaitu Pelatihan dan Pengembangan Kepribadian, Latihan Ketrampilan Manajemen Mahasiswa Tingkat Pra-Dasar, Latihan Ketrampilan Manajemen Mahasiswa Tingkat Dasar, Kursus Dasar-Dasar Otomotif, dan *Advanced Leadership Training*. Adapun penulis pernah mengikuti kepanitiaan seperti, *Organizing Committee* Acara POROS 2012, *Racing Committee Indonesia Energy Marathon's Challenge 2012*, *Steering Committee* PMT 2013, dan *Steering Committee* POROS 2014. Dalam bidang Akademis, penulis pernah aktif menjadi Asisten Praktikum Perpindahan Panas dan Massa.

Untuk segala informasi dan saran yang ditujukan kepada penulis dapat menghubungi bobby.andrianto93@gmail.com